

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERSITA OSTRAVA

FAKULTA STROJNÍ

KATEDRA HYDROMECHANIKY A HYDRAULICKÝCH ZAŘÍZENÍ

**Návrh hydrostatického a pracovního hydraulického obvodu smykem
řízeného kolového nakladače**

Design of Propel and Working Hydraulic Circuit for Skid Steer Loader

Student:

Bc. Michal Janík

Vedoucí diplomové práce:

Dr. Ing. Miroslav Bova

Ostrava 2010

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

JANÍK, M. Návrh hydraulického obvodu smykem řízeného nakladače. Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní VŠB-Technická universita Ostrava, 2010, 61 s. Diplomová práce, vedoucí Dr. Ing. Miroslav Bova.

Diplomová práce se zabývá návrhem hydrostatického pohonu smykem řízeného nakladače o celkové hmotnosti 3350kg. V úvodu je popsáno dělení mobilních pracovních strojů, základní popis a požadavky na konstrukci smykem řízeného nakladače. Následně jsou srovnány možnosti pohonu a výběr vhodného kapalinového okruhu včetně výběru typu hydromotorů.

ANNOTATION OF THESIS

JANÍK, M. Design of Hydraulic Circuit for Skid Steer Loader. Ostrava: Department of hydromechanical a hydraulical machinery, Faculty of Mechanical Engineering VŠB-Technical University of Ostrava, 2010, 61 s. Thesis, head Dr. Ing. Miroslav Bova.

Thesis is concerning of proposal hydrostatic propel skid steer loader of overall weight 3350kg. The introduction is describing of dividing the mobile machines, basic description and requirements on construction skid steer loader. Subsequently it is confrontation of possibilities the propel and selection suitable hydraulic circuit including type of hydraulic motors.

OBSAH

Seznam použitého značení	7
1. Úvod	10
2. Přehled současného stavu řešené problematiky	11
2.1. Mobilní pracovní stroje a jejich dělení	11
2.1.1. Stavební, zemní a silniční stroje	12
2.1.1.1. Smykem řízený nakladač	12
2.2. Základní požadavky na konstrukci stroje	15
2.3. Základní rozdělení pohonu mobilních strojů	17
2.3.1. Hydrodynamický přenos výkonu	17
2.3.2. Hydrostatický přenos výkonu	18
2.3.2.1. Princip hydrostatického přenosu výkonu	18
2.3.2.2. Hydrostatické převody	19
2.3.2.3. Zhodnocení hydrostatického přenosu	19
3. Návrh alternativ řešení a jejich zhodnocení	21
3.1. Výběr sestavení hydrostatického převodu	21
3.2. Pohon s použitím dvou nezávislých hydromotorů	22
3.2.1. Pohon hydromotory s konstantním geometrickým objemem	23
3.2.2. Pohon hydromotory s variabilním geometrickým objemem	24
4. Výpočet pohonu	26
4.1. Shrnutí známých nebo daných parametrů stroje	26
4.2. Odpory vozidla	27
4.2.1. Odpor valivého tření	27
4.2.2. Odpor čepového tření	28
4.2.3. Odpor vzduchu	28
4.2.4. Odpor svahový	28
4.2.5. Odpor proti zrychlení	29
4.3. Výpočet tažné síly	29
4.4. Výpočet zdánlivého (rohového) výkonu	30
4.5. Výpočet převodového rozsahu stroje	32

4.6.	Výběr a výpočet hydromotorů	32
4.7.	Výběr a výpočet hydrogenerátoru	35
4.8.	Kontrolní výpočet obvodu pohonu stroje při maximální rychlosti.....	37
4.8.1.	Kontrola maximálních otáček hydromotorů	37
4.8.2.	Kontrola parametrů uzavřeného okruhu	38
4.8.2.1.	Kontrola pohonu v přepravním režimu.....	38
4.8.2.2.	Kontrola pohonu v pracovním režimu	40
5.	Výpočet pracovní hydrauliky	42
5.1.	Shrnutí známých nebo daných parametrů stroje.....	42
5.2.	Kinematika pohybu a rozklad sil	42
5.3.	Výpočet a kontrola přímočarého hydromotoru	43
5.4.	Výpočet hydrogenerátoru a volba rozváděče	46
6.	Tepelná bilance hydraulického obvodu	48
6.1.	Ztrátový výkon	48
6.2.	Výpočet nádrže	50
6.3.	Výpočet chladiče	50
7.	Napojení hydrogenerátoru na spalovací motor.....	52
8.	Řetězový převod	54
8.1.	Výchozí údaje řetězového převodu a volba řetězu:.....	54
8.2.	Průměry roztečných kružnic řetězových kol	57
8.3.	Přepočet zvoleného řetězu	57
8.4.	Výpočet počtu článků a vzdálenosti os:	58
8.5.	Specifikace řetězu:.....	58
9.	Závěr.....	59
10.	Použitá literatura.....	60
11.	Přílohy	61

Seznam použitého značení

Značka	Název veličiny	Jednotka
F_B	brzdná síla	N
F_C	celková tažná síla	N
F_L	tažná síla	N
F_{VZ}	odpor vzduchu	N
F_a	odporu zrychlení	N
F_{adh}	tažná síla mezi adheze	N
F_{max}	maximální tažná síla na jednom kole	N
F_{2min}	minimální tažná síla	N
F_o	síla odporu valivého tření	N
F_α	síla odporu při stoupání	N
M_{kG}	kroutící moment hydrogenerátoru	N.m
M_{kM}	kroutící moment hydromotoru	N.m
M_{Mo}	ztrátový moment motoru	N.m
M_Z	zátěžný moment	N.m
M_2	kroutící moment na hřídeli hydromotoru	N.m
P	celkový výkon	W
P_G	zdánlivý (rohový) výkon hydrogenerátoru	W
P_M	zdánlivý (rohový) výkon hydromotoru	W
P_R	zdánlivý (rohový) výkon pohonu	W
P_j	jmenovitý výkon	W
P_m	výkon spalovacího motoru	W
P_{m1}	vstupní výkon do jednoho hydromotoru	W
P_{za}	skutečný ztrátový výkon	W
P_{zt}	ztrátový výkon	W
Q_G	průtok hydrogenerátorem	$m^3 s^{-1}$
Q_M	průtok hydrogenerátorem	$m^3 s^{-1}$
Q_{Pl}	průtok plnicím hydrogenerátorem	$m^3 s^{-1}$
Q_{max}	maximální průtok	$m^3 s^{-1}$
Q_s	skutečný průtok	$m^3 s^{-1}$
Q_t	teoretický průtok	$m^3 s^{-1}$
Q_{zG}	ztrátový průtok hydrogenerátoru	$m^3 s^{-1}$
Q_{zM}	ztrátový průtok hydromotoru	$m^3 s^{-1}$
R_d	poloměr pneumatiky	m
R_P	převodový rozsah stroje	1
S	teplosměnná plocha	m^2
S_{CH}	teplosměnná plocha chladiče	m^2
S_N	teplosměnná plocha nádrže	m^2
S_P	teplosměnná plocha hydrostatických převodníků	m^2
T	časová konstanta oteplování	s
T_M	oteplovací časová konstanta hydromotoru	s
V_G	geometrický objem hydrogenerátoru	m^3
V_{Gmax}	maximální geometrický objem hydrogenerátoru	m^3
V_{Gmin}	minimální geometrický objem hydrogenerátoru	m^3
V_M	geometrický objem hydromotoru	m^3
V_{gPl}	geometrický objem plnicího hydrogenerátoru	m^3
a	zrychlení	$m s^{-2}$

c_l	měrná tepelná kapacita kovových částí	$J.kg^{-1}K^{-1}$
c_o	měrná tepelná kapacita oleje	$J.kg^{-1}K^{-1}$
d	průměr potrubí	m
f_o	součinitel valivého tření	l
g	tíhové zrychlení	$m.s^{-2}$
i_C	celkový převodový poloměr	l
i_{Cmax}	maximální celkový převodový poloměr	l
i_{Cmin}	minimální celkový převodový poloměr	l
i_G	převodový poloměr hydrogenerátoru	l
i_h	hydrostatický převodový poloměr	l
i_{hmax}	maximální hydrostatický převodový poloměr	l
i_{hmin}	minimální hydrostatický převodový poloměr	l
i_M	převodový poloměr hydromotoru	l
i_P	převodový poloměr převodovky	l
m	hmotnost	kg
m_C	celková hmotnost	kg
m_O	hmotnost kapaliny	kg
n	otáčky	s^{-1}
n_G	otáčky hydrogenerátoru	s^{-1}
n_M	otáčky hydromotoru	s^{-1}
n_m	otáčky spalovacího motoru	s^{-1}
n_{oM}	otáčky naprázdno	s^{-1}
n_{opt}	optimální počet hnacích kol	s^{-1}
n_s	startovací otáčky	s^{-1}
nt	teoretické otáčky	s^{-1}
n_1	otáčky na vstupu do hydrogenerátoru	s^{-1}
n_2	otáčky na výstupu z hydromotoru	s^{-1}
Δn_M	pokles otáček hydromotoru	s^{-1}
p	tlak pracovní kapaliny	Pa
p_G	tlakový spád na hydrogenerátoru	Pa
p_{max}	maximální tlak v hydraulickém obvodu	Pa
p_M	tlakový spád na hydromotoru	Pa
p_o	tlak v nízkotlaké větvi	Pa
p_{zt}	tlakové ztráty	Pa
s	stoupání	l
s_B	brzdná dráha	m
t_{OL}	maximální teplota pracovní kapaliny	$^{\circ}C$
t_o	teplota okolí	$^{\circ}C$
t_{ust}	ustálená teplota kapaliny	$^{\circ}C$
Δt	rozdíl teplot	$^{\circ}C$
$\Delta t_{stř}$	střední rozdíl teplot	$^{\circ}C$
Δt_1	rozdíl vstupní teploty oleje a výstupní teploty vzduchu	$^{\circ}C$
Δt_2	rozdíl vstupní teploty vzduchu a výstupní teploty oleje	$^{\circ}C$
v	rychlost	$m.s^{-1}$
v_{CH}	charakteristický rychlost stroje	$m.s^{-1}$
v_{KR}	kritická rychlost	$m.s^{-1}$
v_{max}	maximální rychlost vozu	$m.s^{-1}$
α	úhel stoupání	$^{\circ}$
φ_G	regulační parametr hydrogenerátoru	l

φ_M	regulační parametr hydromotoru	1
η_c	celková účinnost hydraulického systému	1
η_{CG}	celková účinnost hydrogenerátoru	1
η_{CM}	celková účinnost hydromotoru	1
η_{PRG}	účinnost převodu před hydrogenerátorem	1
η_{PRM}	účinnost převodu za hydromotorem	1
η_{PG}	hydraulicko-mechanická účinnost hydrogenerátoru	1
η_{PM}	hydraulicko-mechanická účinnost hydromotoru	1
η_{QG}	průtoková účinnost hydrogenerátoru	1
η_{QM}	průtoková účinnost hydromotoru	1
η_{QG}	průtoková účinnost hydrogenerátoru	1
η_V	účinnost vedení	1
μ	součinitel na mezi adheze	1
ν	kinematická viskozita	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$
ρ	měrná hmotnost kapaliny	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
ω_1	úhlová rychlost na hřídeli hydrogenerátoru	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$
ω_2	úhlová rychlost na hřídeli hydromotoru	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$

1. Úvod

V dnešní době rozvinuté tržní ekonomiky se na tvorbě ceny výrobku, a tím ziskovosti firmy, významně podílí doprava a manipulace s materiálem mobilními pracovními stroji. Dominantním směrem v této oblasti je proto i nadále snížení spotřeby energie, zvýšení spolehlivosti a hospodárnosti provozu mobilních pracovních strojů.

Projektanti a konstruktéři různých strojů se vždy potýkají s problematikou návrhu vhodného pohonu či převodu. Optimální volba pohonu nebo převodu výrobního nebo pracovního stroje tedy významně přispívá k efektivnosti jeho provozu a tím také celkovou pozitivní energetickou bilanci celého stroje či zařízení.

V tomto ohledu mají hydraulické systémy v konstrukci mobilních pracovních strojů široké uplatnění dané jejich schopností komplexně řešit jejich pohon, ovládání a řízení. Jestliže k tomu všemu připočítáme další všeobecné známé přednosti hydraulických systémů, stává se hydraulický přenos energie prakticky jedinou reálnou alternativou, která umožňuje projektovat a konstruovat mobilní pracovní stroje pro nejsložitější technologické podmínky.

Většinou hydraulické systémy mobilních pracovních strojů pracují oproti průmyslovým a stacionárním strojům v těžších provozních podmínkách. Jsou vystaveny vlhkosti, vibracím a otřesům, znečištěnému prostředí, povětrnostním a klimatickým podmínkám a dalším vlivům dle technologických provozních podmínek nasazení strojů. Také jejich poměrně složitý pracovní cyklus se skládá z pravidelně i nepravidelně se opakujících se úkonů.

To vše klade velké nároky na znalosti jednotlivých typů hydraulických prvků a zařízení, zejména z hlediska jejich dimenzování pro různé režimy práce, ale také z hlediska jejich ovládání a obsluhy.

2. Přehled současného stavu řešené problematiky

2.1. Mobilní pracovní stroje a jejich dělení

Mobilní pracovní stroje jsou určeny pro práci v terénu s požadavkem na průchodnost a nosnost, po veřejných komunikacích s požadavkem na vyšší rychlost, jako je rychlost pracovní. Pojmem mobilní pracovní stroje označujeme stroj určený na dopravu a manipulaci s materiálem, který je umístněný na mobilním podvozku.

Mobilní pracovní stroje můžeme rozdělit podle **konstrukce stroje**:

- podle konstrukce podvozku (kolový, pásový, kráčející)
- podle konstrukce rámu (bezrámové, polorámové a rámové)
- podle počtu hnaných kol nebo náprav
- podle typu řízení (mechanické, hydraulické)
- podle technologie použití (jednouúčelové, dvouúčelové či víceúčelové).

nebo také podle **určení a použití stroje** rozdělené na skupiny:

- stavební, zemní a silniční stroje
- zemědělské stroje a stroje pro lesní hospodářství
- dopravní stroje nebo dopravní prostředky vybavené pracovním zařízením
- kolejové a železniční stroje na stavbu a úpravu železničního svršku
- speciální, jednouúčelové stroje a vojenská technika.

Vlastnosti a konstrukční vlastnosti mobilních pracovních strojů jsou ovlivňované různými pracovními podmínkami a rozmanitostí vykonávaných prací.

Charakteristickým znakem většiny mobilních pracovních strojů je současný odběr výkonu s pohonné jednotky několika spotřebiči (pojezd stroje, pracovní nástavba, směrové řízení atd.).

2.1.1. Stavební, zemní a silniční stroje

Smykem řízený nakladač, jak je již patrné z názvu, řadíme do skupiny stavebních, zemních a silničních strojů, která se vyznačuje převážnou společnou činností na stavbách, údržbách a opravách budov, zastavěných ploch a komunikací (vyjma železničních tratí).

Tuto skupinu můžeme dále dělit podle nejčastěji **vykonávaných prací**:

- těžba zeminy (nakladače, rypadla, kombinované stroje)
- přemísťování zeminy (**nakladače**, rypadla, skrejpry, dokončovací stroje)
- úprava terénu (nakladače, buldozery, grejdry, vibrační válce)
- úpravy a údržby vozovek (vibrační válce a komunální technika).

2.1.1.1. Smykem řízený nakladač

Spadá do skupiny zemních/stavebních strojů určených pro nakládání a přemísťování sypkých materiálů na krátké vzdálenosti. Nakladače mohou být vybaveny váhou, takže přímo při nakládání se zjistí hmotnost nákladu.

Nakladače všeobecně můžeme dělit následovně:

- *lopatové nakladače* mají objemnou lopatu na konci dvojice či trojice pohyblivých ramen. Díky vybavení lopatou jsou zvláště vhodné k provádění zemních prací.
- *čelní nakladače* vybavené objemnou a širokou lopatou umístěnou před pracovním strojem na systému robustních ramen umožňující pouze zvedání a vyklápění lopaty.

Tyto dále dělíme dle pracovního stroje / systému zatáčení stroje:

- čelní nakladače řízené děleným kloubovým rámem
- čelní nakladače smykem řízené
- čelní nakladače na traktorovém podvozku někdy kombinované s lopatou umístěnou v zadní části, tzv. backhoe loader.

Smykem řízené nakladače jsou nejmenším druhem čelních nakladačů vyznačujících se nevelkou tuhou konstrukcí, poháněné spalovacím motorem s možností připojení různorodými pracovními nástroji. Ač někdy jsou opatřeny gumopásky, smykem řízené nakladače jsou typické pojezdem s náhonem 4x4, kde levá dvojice pojezdových kol je nezávislé na dvojici kol na pravé straně. Nezávislá rychlost otáčení případně směr otáčení každé dvojice pojezdových kol nezávisle na druhé nám umožňuje zatáčení stroje, případně otáčení na místě.

Smykem řízený nakladač je schopen otáčení na místě, která z tohoto pracovního stroje dělá jeden z nejjobratnějších strojů a je tímto cenný pro použití ve stísněných podmínkách provozu.

Moderní smykem řízené nakladače mají uzavřenou kabinu řidiče splňující všechna bezpečnostní kritéria ROPS a FOPS, dobrý výhled, nízký hluk a vibrace, snadnou ovladatelnost a další bezpečnostní prvky pro ochranu operátora stroje.

Stejně jako jiné čelní nakladače, může smykem řízený nakladač vykonávat všechny funkce nakladače, jako je přesun materiálu z jednoho umístění na jiné, nošení materiálu čelní lopatě nebo nakládání materiálu do přepravních prostředků.

Předpokládané využití smykem řízených nakladačů jsou práce menšího rozsahu ve stavebnictví, zemědělství a dalších odvětvích. Díky své manévrovatelnosti a malým rozměrům může pracovat jak na venkovních plochách stavenišť, tak i uvnitř budov. Jako s doplňkovým strojem se s ním počítá i ve skladovém hospodářství.

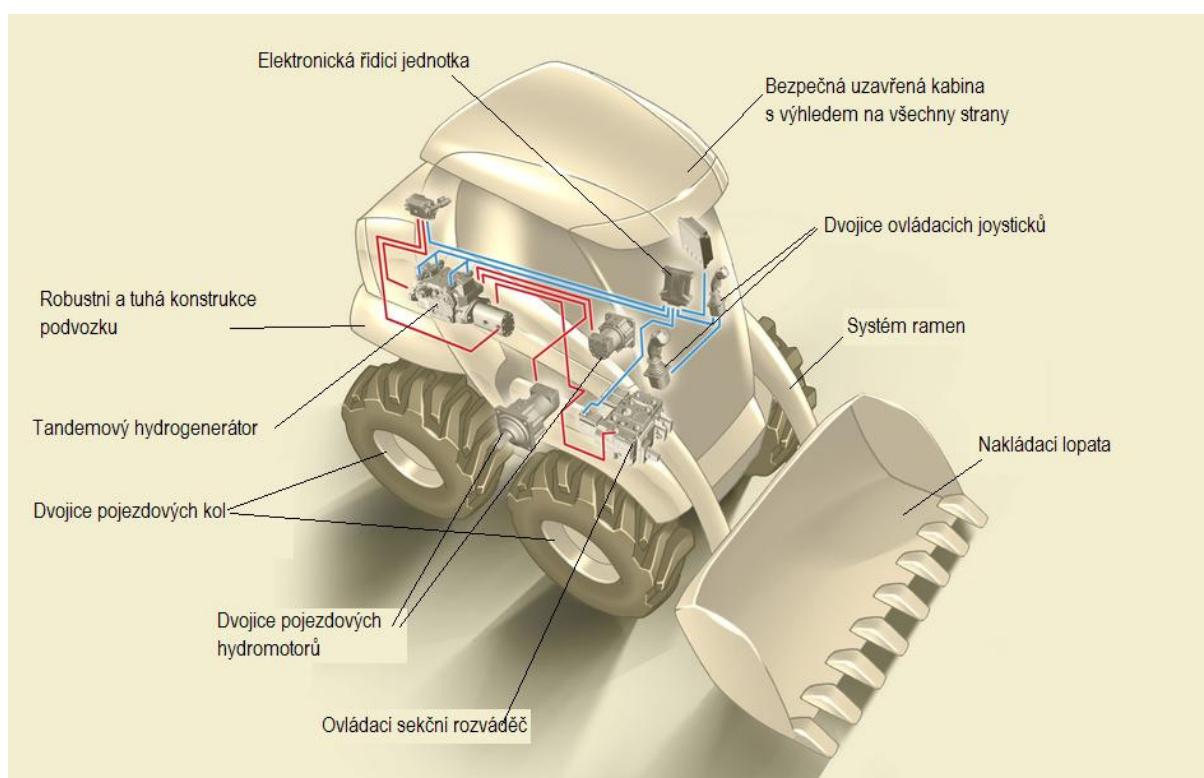
V případě připravenosti nakladače na rozšiřující příslušenství, stává se z tohoto stroje téměř univerzální pomocník, který umožňuje hloubení rýh a kanálů, nakládání a hrnutí rozpojených zemin a sypkých materiálů, přepravu kusových materiálů ve stavebnictví; přeprava, nakládání a zakládání palet ve skladovém hospodářství; údržba komunikací, frézování vozovek, sněžnou frézu v silničním hospodářství atd.

Smykem řízené nakladače můžeme rozdělit i z hlediska způsobu ovládání, jak pojezdu stroje, tak i pracovní hydrauliky:

- mechanické řízení – nejstarší a nejjednodušší ovládání.
- hydraulické řízení – pokrokovější ovládání zabezpečující větší komfort obsluhy než mechanické řízení
- elektrohydraulické řízení – nejnovější a nejpokrokovější ovládání umožňující přesné a precizní řízení včetně předvoleb pracovních režimů

Sledované parametry smykem řízených nakladačů:

- výkon motoru
- pohotovostní hmotnost
- nosnost
- objem lopaty
- ovládání
- jezdná rychlost
- tahová síla
-



Obr.1 Popis konstrukce a hydraulických prvků

Na evropském i světovém trhu existuje již řada renomovaných výrobců smykem řízených nakladačů počínaje firmou New Holland (konstruktér Lawrence M. Halls patentoval v roce 1965 princip vertikálního zdvihu) www.new-holland.cz, BOBCAT s výrobou v ČR www.bobcat.cz (bývalý SUPERSTAV Dobříš), WAY INDUSTRY www.way-industry.sk (známý výrobce původních nakladačů značky UNC) přes známé značky jako: CASE www.casetec.cz, JCB www.jcb.com a Caterpillar www.caterpillar.cz.

2.2. Základní požadavky na konstrukci stroje

Předpokladem pro úspěšný návrh hydraulického pohonu stroje je nutnost základních znalostí o budoucí konstrukci stroje, podmínkách použití a individuálních požadavků na stavbu, údržbu a obsluhu stroje jak od výrobce, tak i od konečných uživatelů.

Většina z výše jmenovaných výrobců vyrábí smykem řízené nakladače v naší velikosti s ergonomickým stanovištěm obsluhy, která má k dispozici snadno použitelné joysticky s pilotními ovládacími okruhy pro omezení vzniku únavy. Kabinu s velkým prosklením a velmi dobrým výhledem do všech stran, někdy i s certifikací ROPS (Roll over protective structure) a FOPS (Falling object protective structure). U této velikosti stroje je v nabídce také další hodnotná alternativa - tj. vertikální zdvih ramen,



Obr.2 Princip vertikálního zdvihu

který poskytuje vynikající výsypnou výšku a velký čelní dosah v maximální výšce zdvihu. To je vlastnost, která předurčuje tyto modely pro nakládání automobilů s vysokými bočnicemi, vykládání a ukládání velmi těžkých palet s drny, cihlami, dlažbou, cementem, či stavebními kvádry. Mají také již poměrně velký výkon hydraulického systému, a proto jsou schopny pracovat také s přídatnými zařízeními, jako je fréza a okružní pila na asfalt nebo beton, fréza na pařezy, rýhovač.

Také se jednotlivé konstrukce odlišují použitými hydraulickými prvky, které úzce souvisí s použitým hydraulickým okruhem.

Všechny tyto poznatky z již existujících strojů a daného zadání můžeme shrnout do stručné charakteristiky námi navrhovaného stroje.

Smykem řízený nakladač o maximální hmotnosti vozidla 3350 kg s jmenovitou nosností 1000kg a hydrostatickým pohonem řízeným joysticky pomocí hydraulického signálu. Pracovní rychlost je uvažována v rozsahu 0÷12 km/hod. Schopnost překonávat stoupání je zadána hodnotami 40%. Součástí stroje bude statická hydromechanická brzda.

2.3. Základní rozdělení pohonu mobilních strojů

Pohon stroje může být rozdělován podle typu přenosu energie jako:

- a) pohon s hydrodynamickým přenosem výkonu
- b) pohon s hydrostatickým přenosem výkonu

2.3.1. *Hydrodynamický přenos výkonu*

Hydrodynamický převod může být uspořádán jako hydrodynamická spojka nebo hydrodynamický měnič. Pro pojezd mobilních strojů se převážně používá hydrodynamických měničů, ale právě pro pohon vozidel nevyhovují plně výstupní charakteristiky, a proto se často kombinuje několik měničů v sériovém zapojení, ale hlavně s mechanickým převodem, čímž vznikají hydrodynamické převodovky.

Hlavní výhodou hydrodynamického měniče je samočinné automatické stoupání nárůstu kroutícího momentu turbíny při klesajících otáčkách, co při aplikaci na pohon mobilních pracovních strojů znamená samočinný nárůst tažné síly stroje při klesající rychlosti stroje.

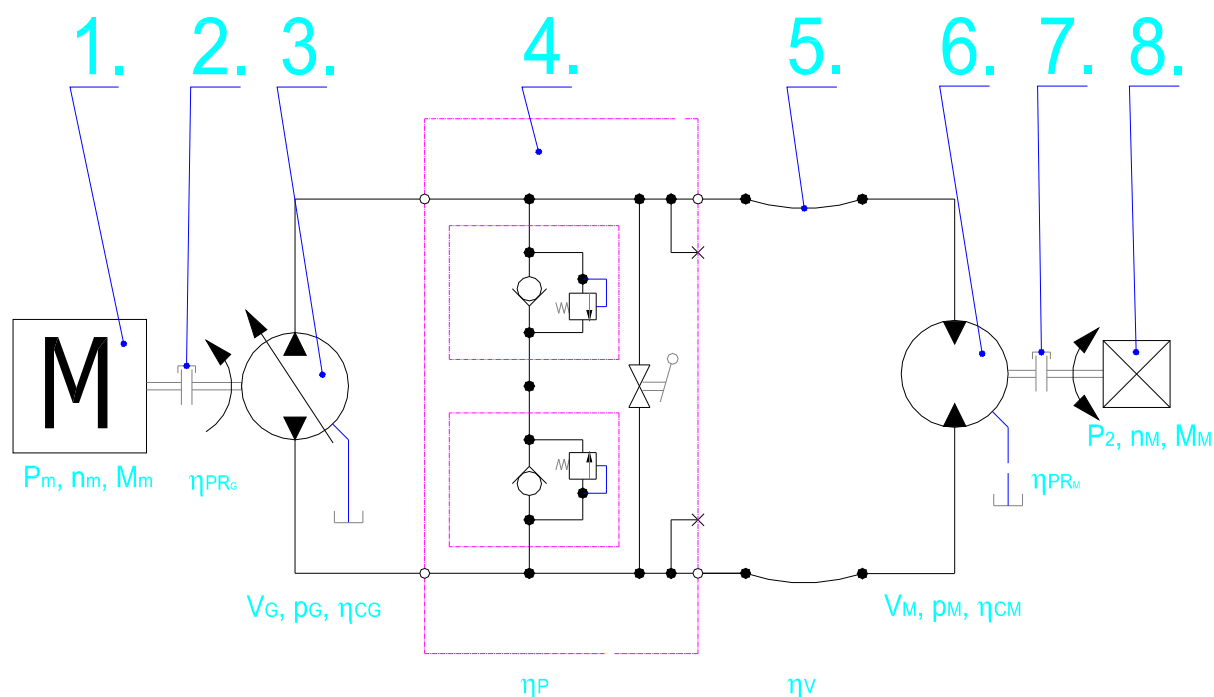
Přes veškeré další výhody, které nám použití hydrodynamických měničů pro pohon mobilních pracovních strojů jako je zabezpečení rychlého a plynulého rozjezdu, nepřenašení chvění, rázů a torzních kmitů od spalovacího motoru, spolehlivý provoz a jednoduchost ovládání s možností automatizace, má hydrodynamický přenos i některé nevýhody.

Požadovaný převodový rozsah u mobilních pracovních strojů je zpravidla větší jako dosažitelný rozsah hydrodynamického měniče. Tento problém se vyřešit několika způsoby, nicméně za zvýšení finanční náročnosti komplexu.

Další výraznou nevýhodou použití hydrodynamického převodu pro pohon smykem řízeného nakladače je nemožnost nebo ztížená možnost reverzace pojezdu, což je u smykem řízených nakladačů prioritní záležitost. Z tohoto důvodu a důvodu vyšší finanční náročnosti nebudu dále uvažovat s použitím hydrodynamického převodu pro použití pohonu smykem řízených nakladačů.

2.3.2. Hydrostatický přenos výkonu

2.3.2.1. Princip hydrostatického přenosu výkonu



Obr. 3 Zjednodušené schéma hydrostatického přenosu

1 - spalovací motor, 2 – spojka (převodové ústrojí) hydrogenerátoru, 3 - hydrogenerátor, 4 - blok ventilů, 5 – vedení (výtlačné potrubí, 6 – hydromotor, 7 - spojka(převodové ústrojí) hydromotoru, 8 - spotřebič

Spalovací motor 1 pohání hydrogenerátor 3 přes spojku nebo převodové ústrojí 2. Hydrogenerátor nasává kapalinu sacím potrubím z nádrže (resp. zpětné větve uzavřeného okruhu) a vytlačuje ji pod velkým tlakem přes vedení a výtlačné potrubí 5 do hydromotoru 6. Zde se tlaková energie kapaliny přemění na mechanickou a hřídel hydromotoru se začne otáčet a pohánět přes spojku nebo převodové ústrojí 7 spotřebič 8. Do obvodu jsou zařazeny hydraulické prvky 4 pro jistící, pomocné a ovládací funkce obvodu. Použitá kapalina se zpětným potrubím vrací zpět do nádrže (resp. do hydrogenerátoru). Hydraulický obvod může být řešen jako otevřený nebo uzavřený. Přenos energie se může uskutečňovat při konstantních parametrech přenosu nebo

regulovaných parametrech a to řízením hydrogenerátoru, řízením ve vedení nebo řízením hydromotoru.

V současné době se ve skladbě hydrostatických převodových mechanismů téměř výhradně používají typizované hydraulické prvky, vyráběné ve specializovaných závodech. To umožňuje konstruktérům výběr vhodného prvku s optimálními parametry, jehož přípojovací rozměry i funkční parametry a vlastnosti jsou vždy stejné.

V případě přenosu vyšších výkonů je již samozřejmostí použití hydrogenerátoru i hydromotoru na principu pístového převodníku. Tyto pístové převodníky se konstruují s fixním nebo variabilním geometrickým objemem. Axiální pístové převodníky existují v modifikacích s nakloněnou deskou nebo nakloněným blokem. Převodníky s variabilním geometrickým objemem, ať se jedná o změnu objemu skokovou nebo proporcionální, se mohou ze základní strany vychylovat na jednu či obě strany o úhel (α). U uzavřeného okruhu záměnu sání za výtlač můžeme využít k reverzaci pohonu.

2.3.2.2. *Hydrostatické převody*

Vznikají spojením hydrogenerátoru a hydromotoru za účelem transformace otáček nebo momentu. Hydrostatický převod můžeme rozdělit na tyto kombinace:

- a) neregulační hydrogenerátor a neregulační hydromotor
- b) regulační hydrogenerátor a neregulační hydromotor
- c) neregulační hydrogenerátor a regulační hydromotor
- d) regulační hydrogenerátor a regulační hydromotor.

2.3.2.3. *Zhodnocení hydrostatického přenosu*

Výhody:

- hydrostatické pohony s otáčivým pohybem jsou mnohem menší než elektrické pohony s plynulou změnou otáček pro stejný přenášený výkon. Také moment setrvačnosti rotačních hydraulických motorů je mnohem menší, což je výhodné zejména při rozbíhání, reverzaci a změně otáček
- hydrostatický přenos dává volnost při umístění jednotlivých částí

- jednoduché plynulé i stupňovité řízení parametrů, jako je rychlost, otáčky, výkon, moment, síla
- jednoduchá změna směru pohybu
- možnost dosažení velkých silových převodů poměrně jednoduchými prostředky s nízkou hmotností a malými rozměry
- možnost přenosu velkých výkonů
- možnost práce s vysokými tlaky
- možnost skladby obvodů z typizovaných a standardizovaných prvků s širokým rozsahem parametrů a provedení.

Nevýhody:

- všechny části hydraulického okruhu jsou choulostivé na nečistoty, které způsobují opotřebení součástí
- citlivost na změnu teploty pracovní kapaliny, která se škrcením proudu ohřívá
- nepříznivý vliv úniku minerálního oleje na životní prostředí, způsobeného netěsností u hydraulických systémů
- nižší celková účinnost převodu než u mechanických či elektrických převodů (cca 40-70%).

3. Návrh alternativ řešení a jejich zhodnocení

Vzhledem k vlastnímu principu práce stroje, což je neustálá změna směru a rychlosti pohybu spojená s protichodem jednotlivých dvojic kol, je použití hydrodynamického pohonu obtížné, dá se říci, že skoro nemožné, a proto ve výběru alternativ řešení pohonu stroje a jeho zhodnocení budeme uvažovat pouze s hydrostatickým pohonem smykem řízených nakladačů.

3.1. Výběr sestavení hydrostatického převodu

Z požadavků na konstrukci smykem řízeného nakladače, kdy je jednoduchým ale i levným způsobem regulovat rychlost pojezdu stroje, vyloučíme z dělení hydrostatických převodů popsaných v kapitole 2.3.2.2. variantu:

- a) kde je možná regulace rychlosti pouze vřazeným ventilem omezující průtok za vzniku velké ztrátové energie ohřívající hydraulický olej, což povede k vyšším nákladům na chlazení oleje a jeho častější výměně díky rychlejšímu stárnutí
- c) kde u konstrukce motoru s nakloněným blokem není možnost regulace do nulového geometrického objemu a tím i zastavení stroje. Je nutno volit hydromotor s možností nastavení nulového geometrického objemu což nás omezuje ve výběru použitelných komponent.

Tabulka níže tedy obsahuje možnosti zapojení hydrogenerátoru a hydromotoru v uzavřeném okruhu pro zbývající varianty b) a d):

Tab. 1 Možnosti zapojení hydrogenerátoru a hydromotoru v uzavřeném okruhu

		1x HYDROMOTOR		2x HYDROMOTOR			
H_G	H_M	KONSTANTNÍ	REGULAČNÍ	KONSTANTNÍ		REGULAČNÍ	
1x HYDROGENERÁTOR	REGULAČNÍ						
				PARALELNÍ ZAPOJENÍ	SÉRIOVÉ ZAPOJENÍ	PARALELNÍ ZAPOJENÍ	SÉRIOVÉ ZAPOJENÍ
2x HYDROGENERÁTOR	REGULAČNÍ						

Náš případ, smykem řízený nakladač, je speciální v tom, že řízení stroje se provádí, stejně jako u pásových strojů, smykem celého stroje. To je zastavením nebo zpomalením jedné poloviny pohonu stroje a chodem druhé poloviny pro běžné zatačení při provozu nebo „protichodem“ tj. opačným chodem jednotlivých polovin pohonů stroje, čím dosáhneme otáčením stroje na místě. Pro tento případ pohonu vyloučíme všechna zapojení uzavřeného hydrostatického okruhu s jedním hydrogenerátorem, protože potřebujeme ovládat obě pohonné poloviny nezávisle na sobě, je nutno použít dva nezávislé zdroje energie (hydrogenerátory).

Zbývají nám tedy dvě poslední možnosti, jak zapojit uzavřený hydrostatický okruh a těmi varianty jsou jak okruh dvou hydrogenerátorů s dvěma konstantními hydromotory tak s dvěma variabilními hydromotory. Tyto alternativy zapojení uzavřeného hydrostatického okruhu jsou jednoduché, ekonomicky výhodné a přitom spolehlivé a nenáročné na obsluhu a údržbu.

Dále tyto alternativy podrobněji rozebereme a řekneme si něco více o jejich výhodách a nevýhodách, případně podmínkách použití.

3.2. Pohon s použitím dvou nezávislých hydromotorů

I když se na práci-pojezdu stroje podílejí dva hydromotory, nejedná se zde o klasický vícemotorový pohon popsaný ve skriptech, ve smyslu spojení hydromotorů vazbou tuhou nebo poddajnou (i když v našem případě zde poddajná vazba existuje – vlastní konstrukce vozovky). Každý z hydromotorů má vlastní zdroj – hydrogenerátor a tedy i z hlediska možnosti pohonu nebo z hlediska vlastní funkce stroje je nezbytné, aby pracovali samostatně ve dvojicích hydrogenerátor–hydromotor.

Z hlediska variability geometrického objemu hydromotorů máme k dispozici dvě možnosti a to použití hydromotorů s konstantním geometrickým objemem nebo hydromotorů s variabilním geometrickým objemem. Obě varianty budou popsány níže.

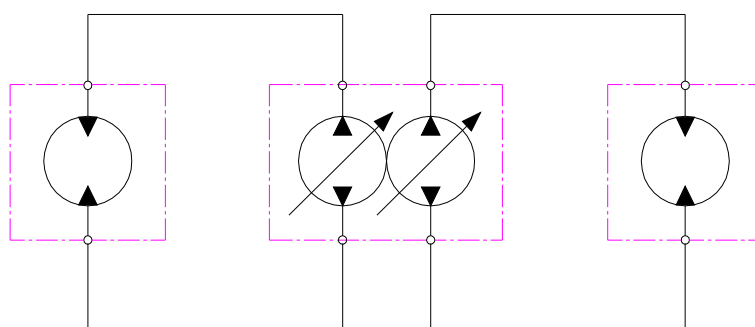
Pro úplnost je třeba ještě poznamenat, že ke skladbě vícemotorového pohonu, bývají používány zpravidla hydromotory stejné konstrukce a ve většině případů i stejné velikosti.

3.2.1. Pohon hydromotorů s konstantním geometrickým objemem

je jedna z nejpoužívanější formou pohonu na smykem řízených nakladačích. Pro přímou jízdu smykem řízeného nakladače je nutno docílit stejných otáček hydromotorů. Tento požadavek se dá splnit jednoduše a to volbou hydromotorů se stejným geometrickým objemem za podmínky stejné velikosti geometrického objemu obou hydrogenerátorů.

V tomto zapojení se nám okruh dle obr.4 dělí na dva nezávislé okruhy variabilní hydrogenerátor – konstantní hydromotor. Pro každou z těchto dvojic bude tedy platit rovnice:

$$V_M = konst. \longrightarrow M_M \approx \Delta p_M \quad n_M \approx Q_M \approx Q_G \quad P_M \approx (\Delta p_M; n_M)$$



Obr. 4 Hydromotory s konstantním V_g

Výhody:

- hydromotory s jednoduchou konstrukcí, nenáročné na údržbu a nečistoty
- možnost hydromotoru s implementovanou hydromechanickou brzdou
- jednoduché zapojení.

Nevýhody:

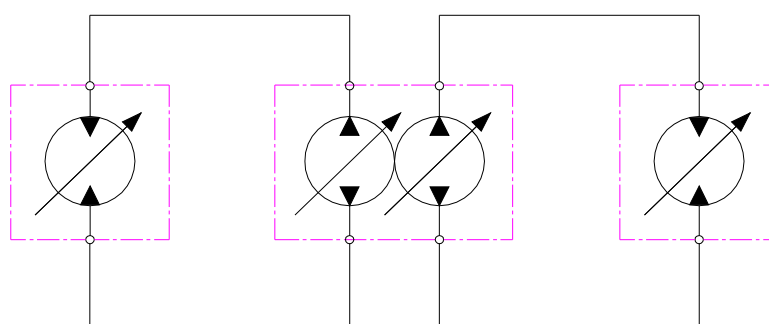
- regulační rozsah hydromotoru $\varphi_M=1$
- u levných hydromotor nízká účinnost $\eta_{CM}=0,60\div 0,75$
- omezený rozsah pro optimální regulaci systému

3.2.2. Pohon hydromotorů s variabilním geometrickým objemem

je méně používaná forma pohonu na smykem řízených nakladačů. Pro přímou jízdu smykem řízeného nakladače je nutno docílit stejných otáček hydromotorů. Tento požadavek nám degraduje variabilitu geometrického objemu hydromotorů na maximálně dvoupolohové řízení, kdy ve stejném okamžiku mají oba hydromotor stejná geometrický objem (krajní polohy regulace hydromotorů) za podmínky stejné velikosti geometrického objemu obou hydrogenerátorů.

I v tomto zapojení se nám okruh dle obr.4 dělí na dva nezávislé okruhy variabilní hydrogenerátor – konstantní hydromotor. Pro každou z těchto dvojic bude tedy platit rovnice:

$$V_M = \text{variab} \longrightarrow M_M \approx (\Delta p_M; V_M) \quad n_M \approx V_M \quad P_M \approx (\Delta p_M; n_M)$$



Obr. 5 Hydromotory s variabilním V_g

Výhody:

- vysoká účinnost hydromotorů $\eta_{CM}=0,85\div0,95$
- dvourychlostní řízení

Nevýhody:

- hydromotory se složitější konstrukcí, a náročné na údržbu a nečistoty
- obtížné pro implementaci hydromechanické brzdy
- existence dalšího řídicího obvodu – vyšší pravděpodobnost poruchy

Pro volbu vhodné varianty hydrostatického okruhu si sestavme si tabulku výhod, nevýhod a uživatelských vlastností obou pohonů:

Tab.2 Výběr varianty Metodou pořadí

Požadavky	konstantní V_{gM}				variabilní V_{gM}			
	HG	HM	Vedení	Pořadí	HG	HM	Vedení	Pořadí
Regulace	-	2.	-	2.	-	1.	-	1.
Hydromech.brzda	-	1.	1.	1.	-	2.	2.	2.
Cena	-	1.	-	1.	-	2.	-	2.
Rezistence vůči obsluze	-	1.	1.	1.	-	2.	2.	2.
Jednoduchost zapojení	-	1.	1.	1.	-	2.	2.	2.
Účinnost systému	-	2.	-	2.	-	1.	-	1.
CELKEM				<u>1.</u>				<u>2.</u>

- nehodnoceno

Kritéria hodnocení jednotlivých požadavků jsem hodnotil subjektivně na základě zkušeností z praxe a také pro co nejlepší možné využití jednotlivých komponentů pro sériovou výrobu, kdy je jedním z nejdůležitějších kritérií, mimo kvalitu, poměr cena-výkon.

- regulace* - rozhodujícím parametrem je kvalita regulace
- brzda* - možnost připojení hydro.mech. brzdy a cenové navýšení
- cena* - nejlepší poměr cena-výkon
- rezistence* - odolnost prvku vůči chybám obsluhy (nastavení, řízení, obsluha atd.)
- zapojení* - náročnost na řízení a připojení hydromotoru do obvodu
- účinnost* - celková účinnost systému včetně možnosti ovládání stroje

Touto metodou se nám jeví výhodnější variantou zapojení hydromotorů s konstantním geometrickým objemem s vestavěnou hydromechanickou brzdou.

Pro výpočet pohonu smykem řízeného nakladače budeme tedy uvažovat zapojení v hydrostatickém uzavřeném okruhu s dvěma hydrogenerátory s variabilními geometrickými objemy a dvěma hydromotory s fixními geometrickými objemy.

4. Výpočet pohonu

Kroky výpočtu:

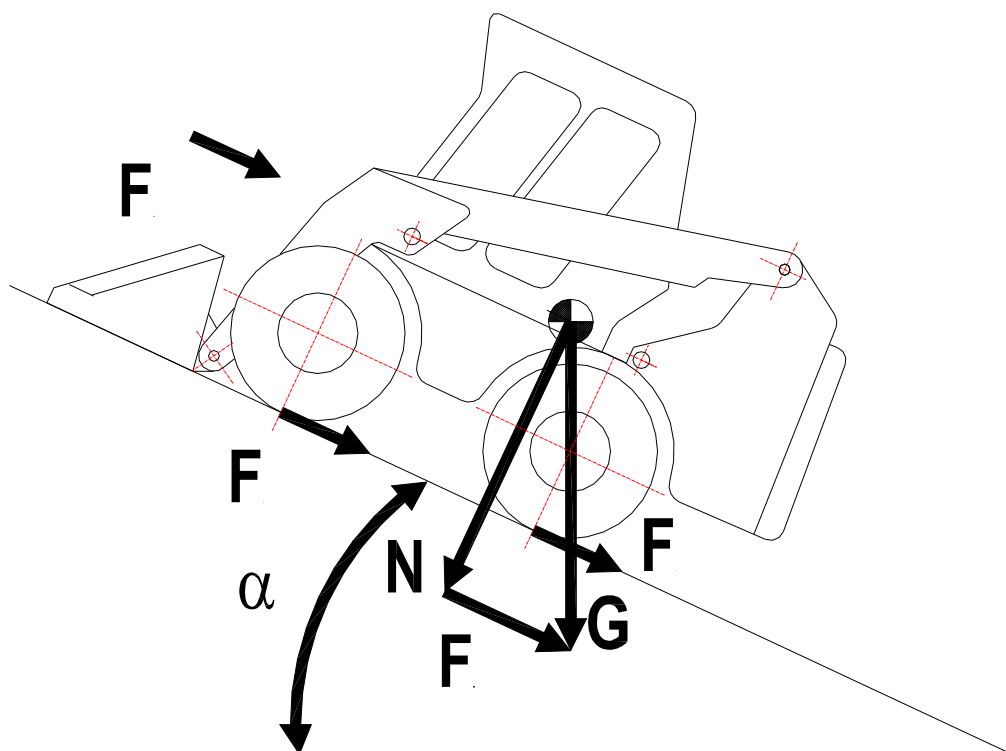
1. Shrnutí známých nebo daných parametrů stroje
2. Výpočet maximální tažné (hnací) síly
3. Určení zdánlivého (rohového) výkonu
4. Určení převodového rozsahu stroje
5. Výběr a výpočet hydromotorů
6. Výběr a výpočet hydrogenerátoru
7. Kontrolní výpočet obvodu pohonu stroje při maximální rychlosti
8. Kontrolní výpočet obvodu pohonu stroje při pracovní rychlosti

4.1. Shrnutí známých nebo daných parametrů stroje

- maximální hmotnost stroje..... 3350 kg
- jmenovitá nosnost..... 1000 kg
- maximální stoupavost 40%
- max. pracovní rychlost..... 0÷12 km/hod
- počet hnaných kol..... 4
- poloměr pneumatik 12x16,5“
- počet hnaných kol..... 4
- typ pojezdu..... hydrostatický
- brzda provozní..... hydrostatická
- brzda parkovací hydromechanická
- řízení..... hydraulické

Tažná síla je taková síla, která je nezbytně nutná k uvedení vozidla do pohybu. Proti této síle působí následující odpory, které musí překonat:

- odpory vozidla
- odpory prostředí
- odpory proti zrychlení



Obr. 8 Grafické znázornění působících sil

4.2. Odpory vozidla

4.2.1. *Odpor valivého tření*

Odpor povrchu vozovky proti odvalování pneumatik smykem řízeného nakladače.

Smykem řízený nakladač se bude převážně pohybovat po nezpevněných, podmáčených komunikacích, stavebních hmotách a písku, a proto volím součinitel valivého tření pro jízdu všech kol v jednom směru $f_o=0,25$. V případě řízení smykem v obtížném terénu (neuvažujeme terén se sklonem maximální stoupavosti) si dovolím z praxe zvolit součinitel valivého tření $f_o=0,6$.

Tab. 3 Součinitel valivého odporu prostředí

Součinitel valivého odporu prostředí	f_o
Písek	0,25
Vlhká zemina, bláto	0,20
Čerstvý, hluboký sníh	0,16
Nezpevněná půda, štěrk	0,12
Zatravněný povrch, pevná půda	0,08
Zpevněná půda, zpevněná komunikace	0,05
Dlažba, beton, asfalt	0,02
Kov na kov (kolej)	0,004

Maximální hmotnost včetně nákladu

$$m_{V \max} = 3350 + 1000 = 4350 \text{ kg}$$

Síla odporu valivého tření

$$F_{o\approx} = m_{V \max} \cdot g \cdot f_o = 4350 \cdot 9,81 \cdot 0,25 = 10668 \text{ N} \quad \text{přímý pohyb}$$

$$F_{o\times} = m_{V \max} \cdot g \cdot f_o = 4350 \cdot 9,81 \cdot 0,6 = 25605 \text{ N} \quad \text{řízení smykem}$$

4.2.2. Odpor čepového tření

Zanedbáváme

4.2.3. Odpor vzduchu

Zanedbáváme pro vozidla pohybující maximální rychlostí menší než 40 km/h.

4.2.4. Odpor svahový

Odpor ze stoupání představuje sílu působící proti pohybu vozidla. Tento odpor má velký vliv na pohyb vozidla. Se sklonem trati stoupá i odpor a roste požadavek na tažnou sílu vozidla.

Danou hodnotu stoupání 40% musíme přepočítat na stupně s [°].

$$s = \arctg 40/100 = 24,22^\circ$$

Síla odporu při stoupání

$$F_\alpha = m_{V_{\max}} \cdot g \cdot \sin \alpha = 4350 \cdot 9,81 \cdot \sin 24,22 = 17506 N$$

4.2.5. *Odpor proti zrychlení*

Síla odporu při zrychlení pro zrychlení $a = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$$F_a = m_{V_{\max}} \cdot a = 4350 \cdot 0,5 = 2175 N$$

4.3. Výpočet tažné síly

Tažná síla na obvodu běhounů je síla nutná k překonání všech odporů, tj. musí být větší než součet všech odporů:

$$F_{L\approx} = F_{O\approx} + F_\alpha + F_a = 10668 + 17506 + 2175 = 30349 N$$

$$F_{L\times} = F_{O\times} + F_a = 25605 + 2175 = 27780 N$$

Získali jsme dva požadavky na tažnou sílu. Jeden pro maximální náklad v maximálním stoupání v přímé jízdě, druhý pro maximální náklad a řízení smykem, kdy otáčení kol levé a pravé strany vozidla je v opačném směru. Dle vypočítaných hodnot, budeme pro další výpočty uvažovat s hodnotou vyšší.

V případě zhoršených podmínek provozu vozidla zkontrolujeme, jestli nedojde k prokluzu běhounů, kdy musí platit, že tažná síla na mezi adheze F_{adh} musí být větší než tažná síla na obvodu běhounů F_L .

Tření mezi povrchem vozovky a pneumatikami smykem řízeného nakladače.

Tab. 4 Součinitel tření

Součinitel tření	μ (pro pneumatiku)
Kov na kov (kolej)	0,30
Vlhká zemina, bláto	0,20
Čerstvý, hluboký sníh	0,25
Nezpevněná půda, štěrk	0,50
Zatravněný povrch, pevná půda	0,45
Zpevněná půda, zpevněná komunikace	0,50
Dlažba, beton, asfalt	0,80

Pro provoz v těžkém terénu volím $\mu = 0,2$.

$$F_{adh} = m \cdot g \cdot \mu = 4350,9 \cdot 81,0 \cdot 0,2 = 8537 \text{ N}$$

$$F_{adh} \geq F_{L\approx} \Rightarrow 8537 \geq 30349 \quad \text{nevyhovuje}$$

Z výše uvedeného výsledku je patrné, že při maximálním stoupání a maximální hmotnosti vozidla při velmi zhoršených adhezních podmínkách bude docházet k prokluzu. Nicméně, u stroje tohoto typu a použití se to dá očekávat a není toto na závadu. Obsluha stroje musí přizpůsobit hmotnost nákladu podmínkám prostředí (stoupání, adhezní podmínky).

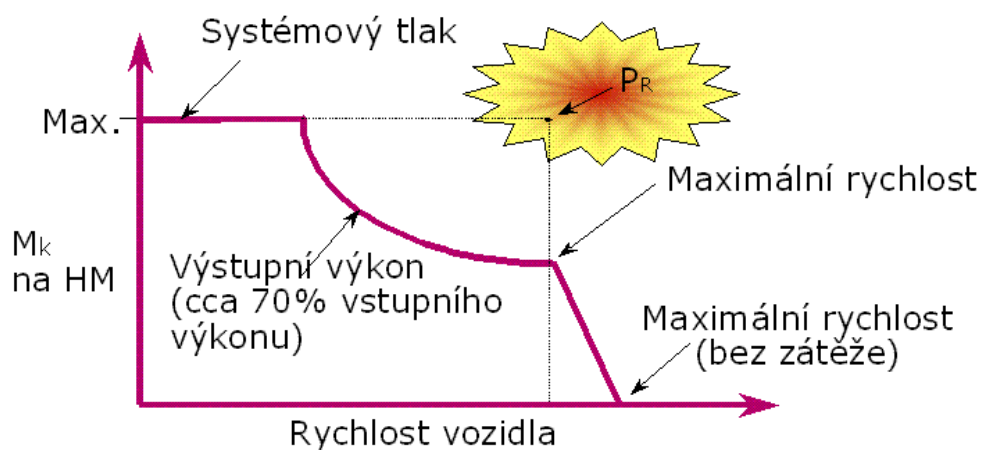
4.4. Výpočet zdánlivého (rohového) výkonu

Z dané maximální provozní rychlosti a vypočítané tažné síly určíme potřebný zdánlivý (rohový) výkon stroje:

$$P_R = F_{L\approx} \cdot v_{\max} = 30349 \cdot \frac{12}{3,6} = 101163 \text{ W} = 101 \text{ kW}$$

Takový výkon by musel mít spalovací motor, pokud bychom nevřadili žádný převod mezi hnací motor a hnané běhouny.

Výkon spalovacího motoru nebyl zadán a je nutno ho tedy zvolit úměrně potřebám pracovního stroje. Při srovnání výkonů spalovacích motorů již existujících smykem řízených nakladačů jsem zjistil, že se výkony spalovacích motorů pro stroj o hmotnosti 3350 kg pohybují v rozmezí od 55-65 kW.



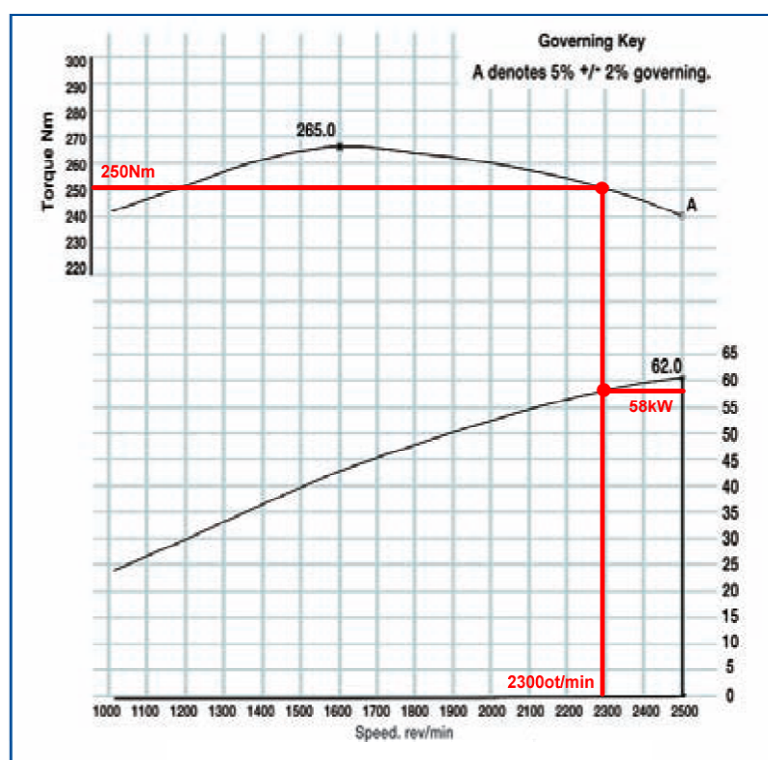
Obr. 9 Křivka regulace na konstantní výkon s vyznačením zdánlivého výkonu P_C

Volím spalovací motor s výkonnostní charakteristikou zhruba na střední hodnotě rozmezí.

Spalovací motor Perkins 804D-33T

Výkon $P_{\max} = 62,0 \text{ kW}$

Nominální výkon $P_m 2300 \text{ min}^{-1} = 58,0 \text{ kW}$



Obr. 10 Výkonové parametry spalovacího motoru Perkins 804D-33T

Kvůli hlučnosti a nadměrné spotřebě omezíme maximální otáčky spalovacího motoru na cca 2300 min^{-1} .

4.5. Výpočet převodového rozsahu stroje

Převodový rozsah stroje je určený poměrem zdánlivého výkonu P_R a maximálního výkonu spalovacího motoru P_m :

$$R_p = \frac{P_R}{P_m} = \frac{101163}{62000} = 1,63$$

V kapitole 4 jsme určili jako nejvýhodnější variantu pohonu s dvěma hydrogenerátory s variabilním geometrickým objemem a dvěma hydromotory s konstantním geometrickým objemem, proto musíme regulační rozsah hydrostatického převodu R_{HS}

$$R_{HS} = R_p = 1,63$$

v plném rozsahu realizovat regulačním hydrogenerátorem. Proto platí:

$$R_{HS} = R_G \cdot R_M \Rightarrow R_G = \frac{R_{HS}}{R_M} = \frac{1,63}{1} = 1,63$$

kde u neregulačního hydrogenerátoru je regulační rozsah roven jedné.

4.6. Výběr a výpočet hydromotorů

Aby nám hydromotor pracoval v celém rozsahu pohonu stroje, musí požadovaný zdánlivý výkon jednoho hydromotoru odpovídat vztahu:

$$P_M = \frac{P_R}{\eta_{PRM}} = \frac{101163}{0,95} = 106,487 \text{ kW}$$

protože je hydromotor spojen s hřídelí běhounu přes řetězový převod, můžeme uvažovat s účinností převodu za hydromotorem $\eta_{PRM}=0,95$.

Nyní nám zbývá vybrat hydromotory, které svým rohovým výkonem budou splňovat podmínku, že $P_M \geq 106,487 \text{ kW}$ a také splňovat podmínku maximálních otáček a pracovního tlaku. Hladina pracovního tlaku zatím není stanovena, ale maximální otáčky hydromotoru již můžeme zhruba určit z požadované rychlosti stroje, průměru pneumatiky, převodového poměru a účinností převodu. Všechny tyto veličiny jsou dány a platí:

$$n_{\max \text{ kola}} = \frac{v_{\max}}{o} = \frac{v_{\max}}{\pi \cdot d} = \frac{12}{3,6 \cdot \pi \cdot 0,84} = 1,26 \text{ s}^{-1} \approx 76 \text{ min}^{-1}$$

mezi kolem a hydromotorem je vložený řetězový převod, předpokládáme prozatím s převodovým poměrem $i=3$, pak maximální otáčky hydromotoru jsou:

$$n_{\max HM} = n_{\max kola} \cdot i_{PR} = 1,263.3 = 3,789 s^{-1} \approx 227 \text{ min}^{-1}$$

protože zdánlivý pro zdánlivý rohový výkon platí vztah:

$$P_R = M_k \cdot \omega = M_k \cdot 2\pi \cdot n$$

můžeme vypočítat maximální krouticí moment pro pohon stroje $M_{k\max}$:

$$M_{k\max HM} = \frac{P_R}{2\pi \cdot n_{\max HM}} = \frac{101163}{2\pi \cdot 3,789} = 4248 \text{ Nm}$$

Protože zadání říká, že hnané jsou všechny kola přes řetězový převod, výše spočítaný krouticí moment je součet kroutících momentů obou hydromotorů (poháněných od jednoho z převodníků), tedy:

$$M_{kM} = \frac{M_k}{2} = \frac{4248}{2} = 2124 \text{ Nm}$$

Budeme tedy hledat hydromotor s konstantním geometrickým objemem pro zařazení do uzavřeného okruhu s těmito parametry pro kontinuální provoz:

Krouticí moment $M_{kM} \geq 2124 \text{ Nm}$

Provozní otáčky $n_M \geq 227 \text{ min}^{-1}$

s přihlédnutím na další požadavky:

- finančně nenáročný a spolehlivý (proto omezíme tlakovou hladinu na $p_{\max}=35\text{MPa}$) pak:

$$V_{M\min} = \frac{M_k \cdot 62,8}{\Delta p} = \frac{2124 \cdot 62,8}{350} = 381 \text{ cm}^3$$

- s únosností statické radiální síly $F_R = F_{t\text{řet}} = 14332 \text{ N} = 14332 \text{ N}$
- s nutností implementované hydromechanické parkovací brzdy.

Všechny základní hydraulické komponenty se budeme snažit vyhledávat v sortimentu výrobce Sauer-Danfoss.

Výše stanoveným podmínkám pro výběr hydromotoru odpovídají tyto varianty (řazeno dle ceny od nejmenší po největší):

1/ Orbitový hydromotor Sauer-Danfoss OMT 400 FH

$$n_{Mmax} = 305 \text{ min}^{-1}; V_{Mmax} = 410,9 \text{ cm}^3; \Delta p_{Mmax} = 24 \text{ MPa}$$

2/ Orbitový hydromotor Sauer-Danfoss TMT 400 FL

$$n_{Mmax} = 305 \text{ min}^{-1}; V_{Mmax} = 410,9 \text{ cm}^3; \Delta p_{Mmax} = 35 \text{ MPa}$$

-viz obr. Příloha č.2

3/ Radiální pístový hydromotor Bosh-Rexroth MCR03A400W40/B2

$$n_{Mmax} = 220 \text{ min}^{-1}; V_{Mmax} = 400 \text{ cm}^3; \Delta p_{Mmax} = 40 \text{ MPa}$$

4/ další možnosti hydromotorů jsou v použití axiálních pístových hydromotorů ve spojení s planetovou převodovkou a negativní brzdou, ale finanční náročnost tohoto kompletu je již mimo rámec použití pro náš případ

Z výše uvedených možností, jak je již z obrázků také dáno, se nejlépe hodí pro použití pohonu běhounů hydromotor uvedený pod variantou 2, který je svými zástavbovými rozměry předurčen k podobnému využití pro jeho jednoduchost konstrukce, odolnost vůči nečistotám v hydraulickém oleji a příznivé ceně.

Pro další výpočet uvažujeme s hydromotorem TMT 400 FL

Základní údaje:

Geometrický objem	$V_M = 410,9 \text{ cm}^3 = 4,109 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$
Rohový výkon	$P_M = 55400 \times 2 = 110800 \text{ W}$ <i>vyhovuje</i>
Krouticí moment	$M_{kMmax} = 2290 \text{ Nm}$ <i>vyhovuje</i>
Provozní otáčky	$n_{Mmax} = 305 \text{ min}^{-1} = 5,08 \text{ s}^{-1}$ <i>vyhovuje</i>
Max. tlakový spád	$p_{Mmax} = 35 \text{ MPa}$ <i>vyhovuje</i>
Radiální únosnost	$F_{RM} = 10000 \div 60000 \text{ N}$ dle vyložení
Brzda	negativní, hydraulicky ovládaná <i>vyhovuje</i> statický brzdový moment 2000 N.m
Funkční diagram	viz Příloha č.3

4.7. Výběr a výpočet hydrogenerátoru

Nyní, se znalostí základních parametrů hydromotoru, můžeme zpětně dopočítat hydraulické parametry systému pohonu mobilního stroje a navrhnout odpovídající hydrogenerátor.

Pro potřebnou maximální rychlost stroje 12 km/hod a poloměru pneumatiky 42 cm a převodovém poměru $i=3$ je potřeba 227 ot/min na hřídeli hydromotoru. Tomu odpovídá průtok hydromotorem:

$$Q_M = \frac{V_M \cdot n_m}{\eta_{QM}} = \frac{4,109 \cdot 10^{-4} \cdot 3,789}{0,9} = 1,73 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 103,79 \approx 104 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Pro potřebnou tažnou sílu $F_L = 30349 \text{ N}$ dopočítáme potřebný kroutící moment na jedno kolo:

$$M_{kM} = \frac{F_L}{i_M} \cdot \frac{d}{2} = \frac{30349}{2} \cdot \frac{0,84}{2} = 2125 \text{ Nm}$$

a následně tlakový spád na hydromotorech:

$$M_{kM} = \frac{V_M \cdot \Delta p \cdot \eta_{mhM}}{2 \cdot \pi} \Rightarrow \Delta p = \frac{M_{kM} \cdot 2 \cdot \pi}{V_M \cdot \eta_{mhM}} = \frac{2125 \cdot 2 \cdot \pi}{4,109 \cdot 10^{-4} \cdot 0,85} = 38228190 \text{ Pa} \approx 38,2 \text{ MPa}$$

Potřebný geometrický objem hydrogenerátorů vypočítáme ze součtů průtoku hydromotory a zvolenými otáčky spalovacího motoru.

$$V_G = \frac{Q_M}{n \cdot \eta_{vG}} = \frac{1,73 \cdot 10^{-3}}{41,666 \cdot 0,96} = 4,325 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \approx 43 \text{ cm}^3$$

Budeme tedy hledat tandemový hydrogenerátor s variabilním geometrickým objemem pro uzavřený okruh s těmito parametry pro kontinuální provoz:

Provozní otáčky $n_G \approx 2300\text{-}2500 \text{ min}^{-1}$

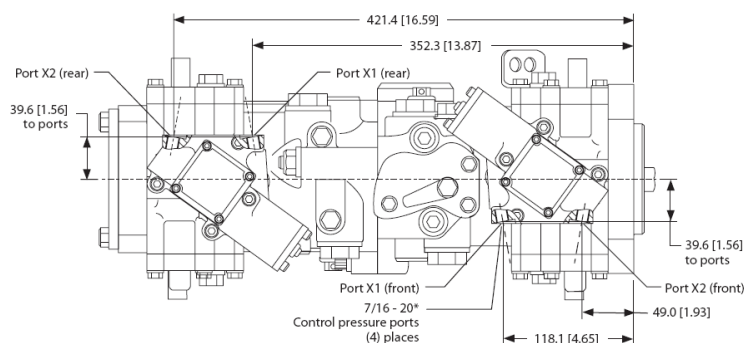
Max. geometrický objem $V_{G\max} \approx 43,0 \text{ cm}^3$

Tlakový spád $\Delta p_G \geq 38 \text{ MPa}$

Výše stanoveným podmínkám pro výběr hydrogenerátoru odpovídají tyto varianty (řazeno dle ceny od nejmenší po největší):

1/ Axiální pístový hydrogenerátor Sauer-Danfoss série 40 M46 PT

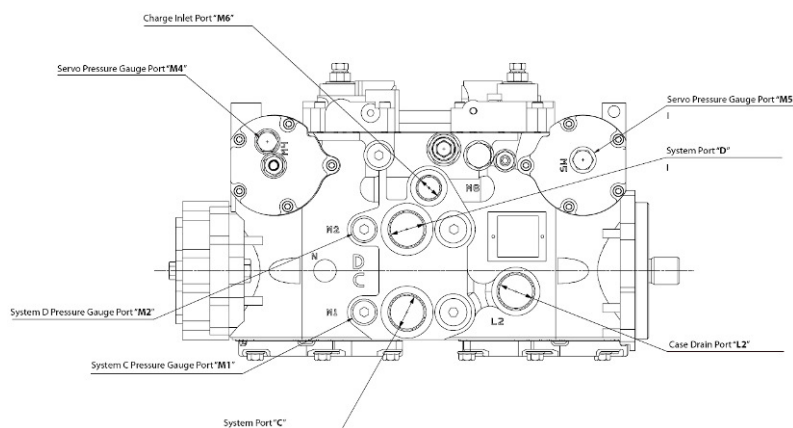
$$n_{G\max} = 4000 \text{ min}^{-1}; V_{G\max} = 46 \text{ cm}^3; \Delta p_{G\max} = 21 \text{ MPa}; \Delta p_{G\text{peak}} = 34 \text{ MPa}$$



Obr. 11 Nákres tandemového hydrogenerátoru M46 PT

2/ Axiální pístový hydrogenerátor Sauer-Danfoss série 42 4T-41

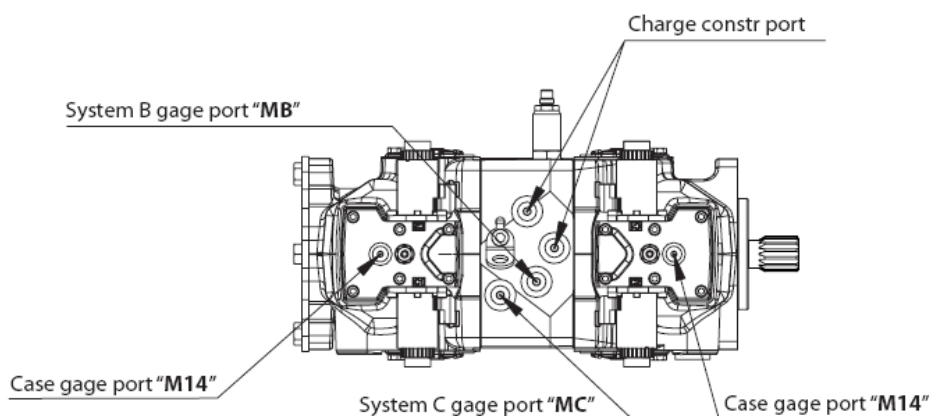
$$n_{G\max} = 3200 \text{ min}^{-1}; V_{G\max} = 41 \text{ cm}^3; \Delta p_{G\max} = 35 \text{ MPa}; \Delta p_{G\text{peak}} = 41,5 \text{ MPa}$$



Obr. 12 Nákres tandemového hydrogenerátoru 4T 41

3/ Axiální pístový hydrogenerátor Sauer-Danfoss série H1 H1T 045

$$n_{G\max} = 3400 \text{ min}^{-1}; V_{G\max} = 45 \text{ cm}^3; \Delta p_{G\max} = 40 \text{ MPa}; \Delta p_{G\text{peak}} = 42 \text{ MPa}$$



Obr. 13 Nákresy hydrogenerátoru H1T 045

Z výše uvedených možností, se nejlépe hodí pro použití v pohonu mobilního stroje tandemový hydrogenerátor pod variantou 2, který je z inovované série 4T, což zaručuje velmi dobrý poměr výkon-hmotnost prvku resp. cena, jednoduchým a osvědčeným NFPH (Non-Feedback Proportional Hydraulic control) řízením, ale také se nejvíce přibližuje požadovaným parametrům pro hledaný hydrogenerátor.

Pro další výpočet uvažujeme s hydrogenerátorem 4T 041

Základní údaje:

Geometrický objem	$V_G = 2 \times 41,0 \text{ cm}^3 = 4,1 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$ <i>vyhovuje</i>
Rohový výkon	$P_G = 59500 \times 2 = 119000 \text{ W}$ <i>vyhovuje</i>
Provozní otáčky	$n_{G\max} = 3200 \text{ min}^{-1} = 53,33 \text{ s}^{-1}$ <i>vyhovuje</i>
Max. tlakový spád	$p_{G\max} = 35 \text{ MPa}$ <i>vyhovuje</i>
Příslušenství	bez interního plnicího hydrogenerátoru, pomocná příruba SAE „B“ pro externí HG o geometrickém objemu 33 cm^3 <i>vyhovuje</i>

Pro stanovenou maximální provozní rychlost stroje $12 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1}$ odpovídá geometrický objem hydrogenerátoru $V_G = 43,0 \text{ cm}^3$. Námi vybraný hydrogenerátor má geometrický objem o málo nižší a proto maximální provozní rychlost stroje bude nepatrně nižší než je rychlost daná zadáním. Přesto si myslím, že volba tandemového hydrogenerátor 4T 041 je velmi dobrá volba, která převáží i nedodržení zadání na požadovanou maximální rychlost stroje.

4.8. Kontrolní výpočet obvodu pohonu stroje při maximální rychlosti

Nyní, když máme vybrány komponenty pro uzavřený okruh, musíme zkontrolovat, zda tento okruh bude dosahovat požadovaných parametrů.

4.8.1. Kontrola maximálních otáček hydromotorů

V případě dosažení mezních otáček na spalovacím jsou mezní otáčky n_m $n_{MEZ} = 2500 \text{ min}^{-1} = 41,66 \text{ s}^{-1}$. Do výpočtu zahrneme maximální možný geometrický objem hydrogenerátor $V_{G\max} = 41 \text{ cm}^3$. Účinnosti zanedbáme a tedy:

$$n_{Mmez} = \frac{n_{mMEZ} \cdot V_{G\max}}{2 \cdot V_{M\max}} = \frac{41,66 \cdot 41 \cdot 10^{-6}}{4,109 \cdot 10^{-4}} = 4,157 \text{ s}^{-1} < n_{M\max} = 5,08 \text{ s}^{-1} \text{ } \textit{vyhovuje}$$

Nedojde tedy k překročení maximálních provozních otáček hydromotorů za žádného z možných režimů provozu.

4.8.2. *Kontrola parametrů uzavřeného okruhu*

U spalovacího motoru jsme si zvolili pracovní otáčky a tyto také následně omezili jako maximální provozní. Při těchto otáčkách je maximální možný výstupní výkon $P_{mMAX}=58000\text{ W}$ a maximální možný výstupní krouticí moment $M_{mMAX}=250\text{ Nm}$. Omezíme nyní tlakový spád v uzavřeném okruhu pomocí sekundárních tlakových ventilů tak, aby maximální hodnota stoupavosti byla 40%.

$$\Delta p_{\max} \leq \frac{2 \cdot \pi \cdot F_{L40^\circ} \cdot \frac{d}{2}}{2 \cdot V_M \cdot i_{PR} \cdot \eta_{mhM}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 30349 \cdot \frac{0,84}{2}}{2 \cdot 4,109 \cdot 10^{-4} \cdot 3,0,85} = 38217935 \text{ Pa} \approx 38 \text{ MPa}$$

4.8.2.1. *Kontrola pohonu v přepravním režimu*

Podmínky:	pracovní rychlost	$v_{\max}=12\text{ km.hod}^{-1}$
	stoupavost	40%

V přepravním režimu pro pohon stroje uvažujeme s využitelným výkonem P_{mEF} . Tento výkon je od maximálního výkonu spalovacího motoru $P_{m\max}=58,0\text{ kW}$ snížen o ztráty při přenosu krouticího momentu z hřídele motoru na hydraulický výkon, kdy uvažujeme s maximální účinností systému 70%:

$$P_{zG} = P_{m\max} \cdot \eta_{hmG} = 58000 \cdot (1 - 0,7) = 17400 \text{ W}$$

a o hydraulické ztráty na plnicím hydrogenerátoru uzavřeného okruhu

$$P_{zPL} = \Delta p \cdot V_G \cdot n_m = 1,5 \cdot 10^6 \cdot 3,3 \cdot 10^{-5} \cdot 41,66 = 2060 \text{ W}$$

a tedy:

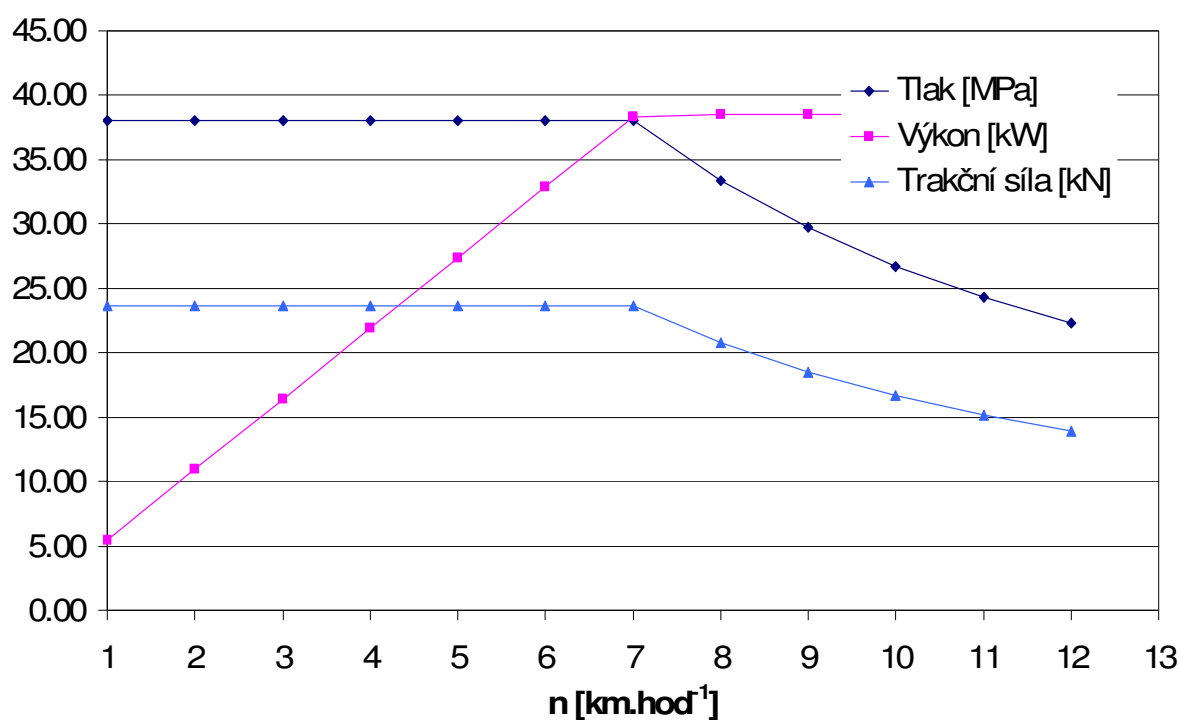
$$P_{mEF} = P_{m\max} - P_{zG} - P_{zPL} = 58000 - 17400 - 2060 = 38540 \text{ W}$$

sestrojíme tabulku pro rychlost od $0 \div 12\text{ km.hod}^{-1}$ s následným grafem:

Tab. 5 Hodnoty hydraulického systému pro charakteristiku pohonu v přepravním režimu

P_{\max} [W]	v [km.hod ⁻¹]	v [m.s ⁻¹]	n [s ⁻¹]	Q [m ³ s ⁻¹]	Δp [MPa]	P_{skut} [kW]	M_k [N.m]	F_L [kN]	[%]
58000	1	0.28	0.11	0.000144	38.00	5.48	4970	23.667	31
P_{zPL} [W]	2	0.56	0.21	0.000288	38.00	10.96	4970	23.667	31
2060	3	0.83	0.32	0.000433	38.00	16.44	4970	23.667	31
P_{zG} [W]	4	1.11	0.42	0.000577	38.00	21.91	4970	23.667	31
17400	5	1.39	0.53	0.000721	38.00	27.39	4970	23.667	31
	6	1.67	0.63	0.000865	38.00	32.87	4970	23.667	31
P_{EF} [W]	7	1.94	0.74	0.001009	38.00	38.35	4970	23.667	31
38540	8	2.22	0.84	0.001153	33.41	38.54	4370	20.812	24
	9	2.50	0.95	0.001298	29.70	38.54	3885	18.499	18
	10	2.78	1.05	0.001442	26.73	38.54	3496	16.649	14
	11	3.06	1.16	0.001586	24.30	38.54	3178	15.136	10
	12	3.33	1.26	0.00173	22.28	38.54	2914	13.874	7

Trakční charakteristika pohonu stroje pro maximální rychlost



Obr. 14 Trakční charakteristika pohonu v přepravním režimu

4.8.2.2. *Kontrola pohonu v pracovním režimu*

Podmínky:	pracovní rychlost	$v_{\max}=12\text{km.hod}^{-1}$
	stoupavost	40%
	pracovní HG	pracují

V pracovním režimu pro pohon stroje uvažujeme také s využitelným výkonem P_{mEF} . Tento výkon je snížen navíc z předchozího případu o hydraulický výkon potřebný pro provoz přímočarých hydromotorů čelního nakladače, tedy potřebný výkon v okamžiku manipulace s břemenem o hmotnosti 1000kg bude:

$$P_{PRAC} = \Delta p \cdot V_G \cdot n_m = 20 \cdot 10^7 \cdot 3,3 \cdot 10^{-5} \cdot 41,66 = 25300W \approx 25kW :$$

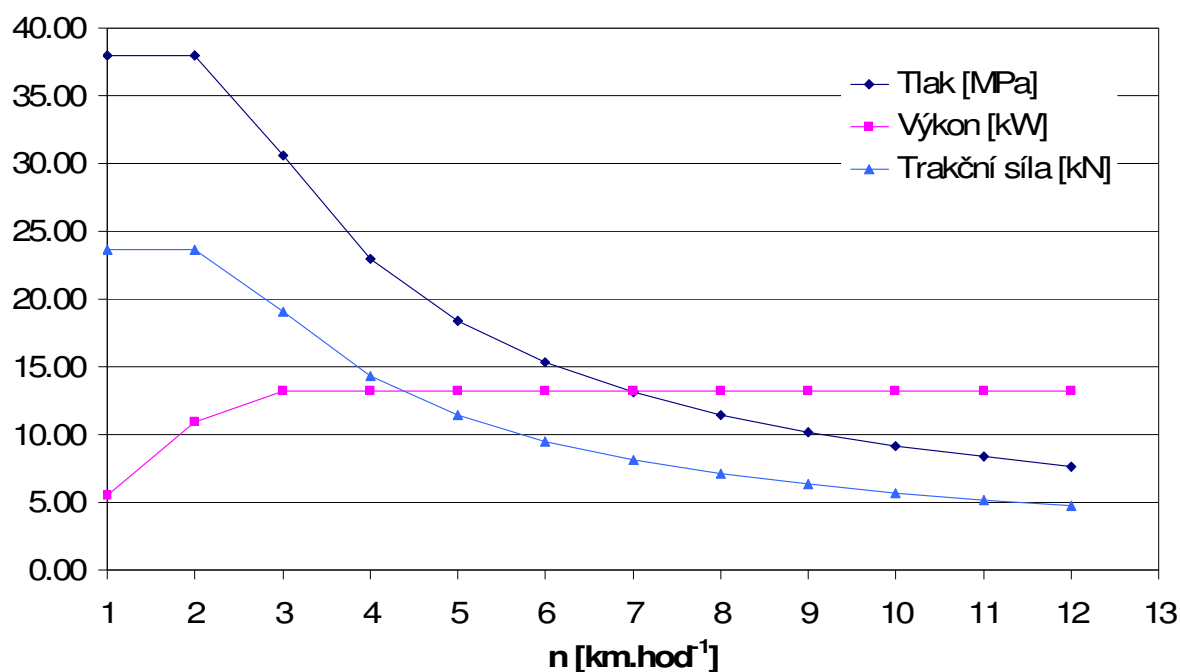
a tedy:

$$P_{mEF} = P_{m\max} - P_{zG} - P_{zPL} - P_{PRAC} = 58000 - 17400 - 2060 - 25300 = 13240W$$

sestrojíme tabulku pro rychlost od $0 \div 12 \text{ km.hod}^{-1}$ a vytvoříme graf:

Tab. 6 Hodnoty pro charakteristiku pohonu v přepravním režimu

P_{\max} [W]	v [km.hod ⁻¹]	v [m.s ⁻¹]	n [s ⁻¹]	Q [m ³ s ⁻¹]	Δp [MPa]	P_{skut} [kW]	M_k [N.m]	F_L [kN]	[%]
58000	1	0.28	0.11	0.000144	38.00	5.48	4970	23.667	31
P_{zPL} [W]	2	0.56	0.21	0.000288	38.00	10.96	4970	23.667	31
2060	3	0.83	0.32	0.000433	30.61	13.24	4004	19.066	20
P_{zG} [W]	4	1.11	0.42	0.000577	22.96	13.24	3003	14.299	8
17400	5	1.39	0.53	0.000721	18.37	13.24	2402	11.439	2
	6	1.67	0.63	0.000865	15.31	13.24	2002	9.533	-3
P_{PRAC} [W]	7	1.94	0.74	0.001009	13.12	13.24	1716	8.171	-6
25300	8	2.22	0.84	0.001153	11.48	13.24	1501	7.150	-8
	9	2.50	0.95	0.001298	10.20	13.24	1335	6.355	-10
P_{EF} [W]	10	2.78	1.05	0.001442	9.18	13.24	1201	5.720	-12
13240	11	3.06	1.16	0.001586	8.35	13.24	1092	5.200	-13
	12	3.33	1.26	0.00173	7.65	13.24	1001	4.766	-14

Trakční charakteristika pohonu stroje v pracovním režimu

Obr. 15 Trakční charakteristika pohonu v přepravním režimu

Jak je patrné z Tab.5 a Tab. 6 stoupavost v žádném režimu nedosahuje požadované hodnoty 40%. Toto je způsobeno dosažením hodnoty odporu valivého tření F_0 v maximální hodnotě odpovídající provozu v těžkém terénu, i když jsme na adhezní zkoušce prokázali, že při takovém terénu je i vypočítaná hodnota 31% nereálná.

Nicméně, pro běžný zpevněný terén, bude stoupavost 40% dosažena.

Dle výsledků v Tab. 6 je zřejmé, že při současném pojezdu a činnosti pracovní hydrauliky je odebíraný výkon se spalovacího motoru již tak velký, že neumožňuje provoz ve větších rychlostech jak 4km.hod⁻¹.

5. Výpočet pracovní hydrauliky

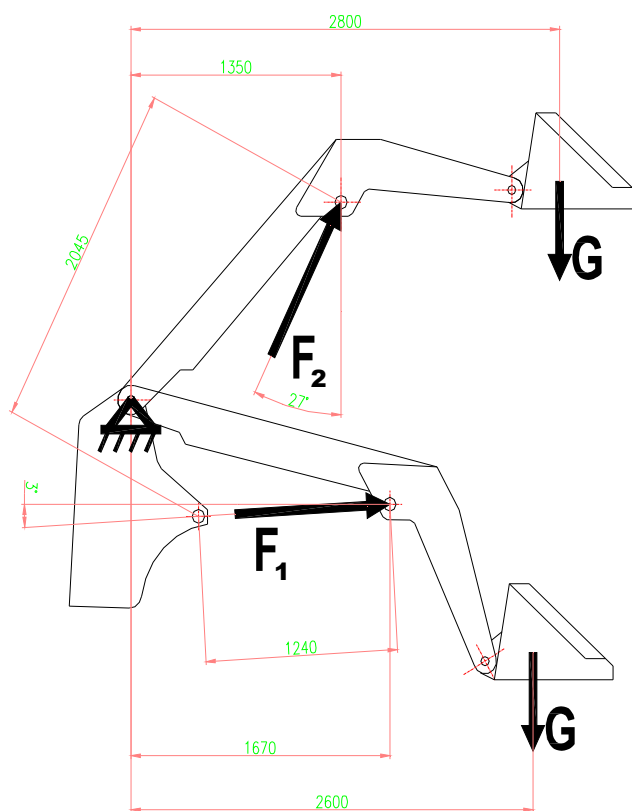
Kroky výpočtu:

1. Shrnutí známých nebo daných parametrů stroje
2. Kinematika pohybu a rozklad sil
3. Výpočet a kontrola přímočarého hydromotoru
4. Výpočet hydrogenerátoru a volba rozvaděče

5.1. Shrnutí známých nebo daných parametrů stroje

- jmenovitá nosnost 1000 kg
- maximální tlak PČH 20 MPa

5.2. Kinematika pohybu a rozklad sil



Obr. 6 Grafické znázornění působících sil

5.3. Výpočet a kontrola přímočarého hydromotoru

Dle grafického rozkladu sil viz obr.6, máme za úkol vypočítat a zvolit vhodnou velikost dvojice přímočarých hydromotorů.

Zatížení výložníku v ose x bude zachyceno čepy v bodě 1. Řešení tohoto čepu není součástí této diplomové práce, a proto budeme kinematiku výložníku řešit pouze pro osu y a to ve dvou polohách výložníku.

Poloha lopaty v nejnižší pozici

Řešíme plochu pístu přímočarého hydromotoru pro uzvednutí zátěže 1000kg.

Z momentové věty k bodu 1:

$$M_1 : 0 = F_{C1x \min} \cdot 605 + F_{C1y \min} \cdot 1670 - G \cdot 2600$$

$$M_1 : 0 = F_{C1 \min} \cdot \cos 3 \cdot 605 + F_{C1 \min} \cdot \sin 3 \cdot 1670 - 10000 \cdot 2600$$

$$M_1 : F_{C1 \min} = \frac{26 \cdot 10^6}{(\cos 3 \cdot 605 + \sin 3 \cdot 1670)} = 37595,5 \text{ N}$$

Potřebná síla jednoho přímočarého hydromotoru je

$$F_{1 \min} = \frac{F_{C1 \min}}{2} = \underline{\underline{18800 \text{ N}}}$$

Této síle a maximálnímu tlaku v přímočarém hydromotoru odpovídá přímočarý hydromotor s plochou pístu:

$$A_{D \min} = \frac{F_{1 \min}}{\Delta p} = \frac{132830}{20} = \underline{\underline{940 \text{ mm}^2}}$$

Z toho je průměr pístu:

$$D_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_D}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 940}{\pi}} = \underline{\underline{35 \text{ mm}^2}}$$

Nejbližší bližší normalizovaný průměr pístu je $D_1=40\text{mm}$, nicméně volím přímočarý hydromotor s průměrem pístu $D_1=50\text{mm}$.

Kontrola

$$F_{C1} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot 20 = 78540 \text{ N} \geq F_{C1 \min}$$

vyhovuje

Poloha lopaty v nevyšší pozici

Řešíme průměr pístnice na vzpěr pro zátěž 1000kg v lopatě.

Z momentové věty k bodu 1:

$$M_1: 0 = F_{C2x} \cdot 605 + F_{C2y} \cdot 1670 - G \cdot 2800$$

$$M_1: 0 = -F_{C2} \cdot \cos 63 \cdot 1150 + F_{C2} \cdot \sin 63 \cdot 1350 - 10000 \cdot 2800$$

$$M_1: F_{C2} = \frac{28 \cdot 10^6}{(\sin 63 \cdot 1350 - \cos 63 \cdot 1150)} = 41130 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{F_{C2}}{2} = \underline{\underline{20565 \text{ N}}}$$

Známe tedy sílu na PČH a můžeme spočítat minimální průměr pístnice:

Uchytení hydromotoru odpovídá druhému případu vzpěru. Kde:

$$l_{red} = l = 2045 \text{ mm}$$

Z katalogu firmy Hydraulice Sehradice volím řadu přímočarých hydromotorů ZH1, kde je u průměru pístu $D=50\text{mm}$ mohu zvolit průměr pístnice 25mm nebo 28mm.

Průměr pístnice prozatím volím $d=28 \text{ mm}$, materiál pístnice je 11 523, kde:

$f_y=335\text{MPa}$ mez kluzu.

$\gamma_{M1} = 1,15$ dílčí součinitel spolehlivosti

$\beta_A = 1$ pro kruhové i mezidruhovité průřezy

$\alpha_1 = 0,49$ je součinitel imperfekce pro kruhové průřezy

Kontrolu pístnice na vzpěr provedu dle normy ČSN 731401 – Vzpěrná únosnost celistvých prutů.

Vzpěrná délka

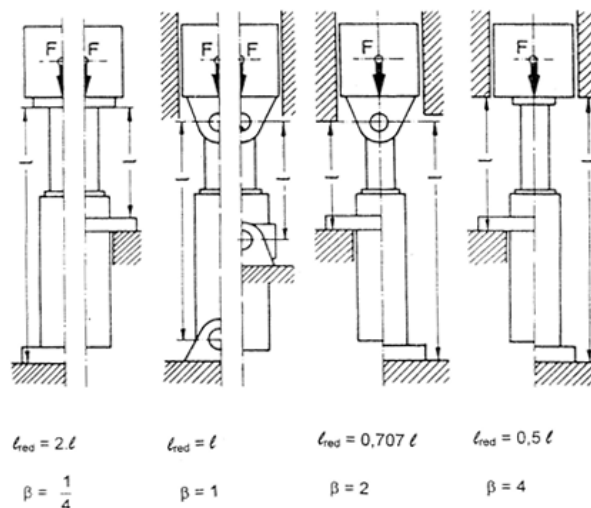
$$L_{cr} = \beta \cdot l = 1 \cdot 2045 = 2045 \text{ mm}$$

Kvadratický moment pro kruhový průřez:

$$J = \frac{\pi}{64} \cdot d_1^4 = \frac{\pi}{64} \cdot 28^4 = 30171,86 \text{ mm}^4$$

Kruhový průřez

$$A_d = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 28^2 = 615,75 \text{ mm}^2$$



Poloměr setrvačnosti:

$$i = \sqrt{\frac{J}{A_d}} = \sqrt{\frac{30171,86}{615,75}} = 7 \text{ mm}$$

Štíhlost prutu

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} = \frac{2045}{7} = 292$$

Srovnávací štíhlost:

$$\lambda_1 = 93,9 \cdot \sqrt{\frac{235}{f_y}} = 93,9 \cdot \sqrt{\frac{235}{335}} = 78,65$$

Poměrná štíhlost prutu

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_1} \sqrt{\beta_A} = \frac{292}{78,65} \sqrt{1} = 3,71$$

Součinitel vzpěrnosti

$$\Phi = 0,5 \cdot [1 + \alpha_1 \cdot (\bar{\lambda} - 0,2) + \bar{\lambda}^2] = 0,5 \cdot [1 + 0,49 \cdot (3,71 - 0,2) + 3,71^2] = 8,242$$

$$\chi = \frac{1}{\Phi + \sqrt{\Phi^2 - \bar{\lambda}^2}} = \frac{1}{8,242 + \sqrt{8,242^2 - 3,71^2}} = 0,064$$

Navrhovaná vzpěrná únosnost centricky tlačného prutu

$$N_d = \frac{\chi \cdot \beta_A \cdot A_d \cdot f_y}{\gamma_{M1}} = \frac{0,064 \cdot 1 \cdot 615,75 \cdot 355}{1,15} = \underline{\underline{12183 \text{ N}}}$$

Skutečná síla na pístnici je $F_2=20565 \text{ N}$ a tedy platí:

$$F_2 \leq N_{d28} \quad 20565 \leq 156814 \quad \textbf{nevyhovuje}$$

Je nutno tedy zvolit o řadu větší velikost přímočarého hydromotoru nebo vyrábět atypický rozměr se zvětšeným průměrem pístnice. Volím větší velikost D_1/d_1 63/36mm.

Následná kontrola:

$$F_2 \leq N_{d36} \quad 20565 \leq 31425 \quad \textbf{vyhovuje}$$

Zdvih přímočarého hydromotoru

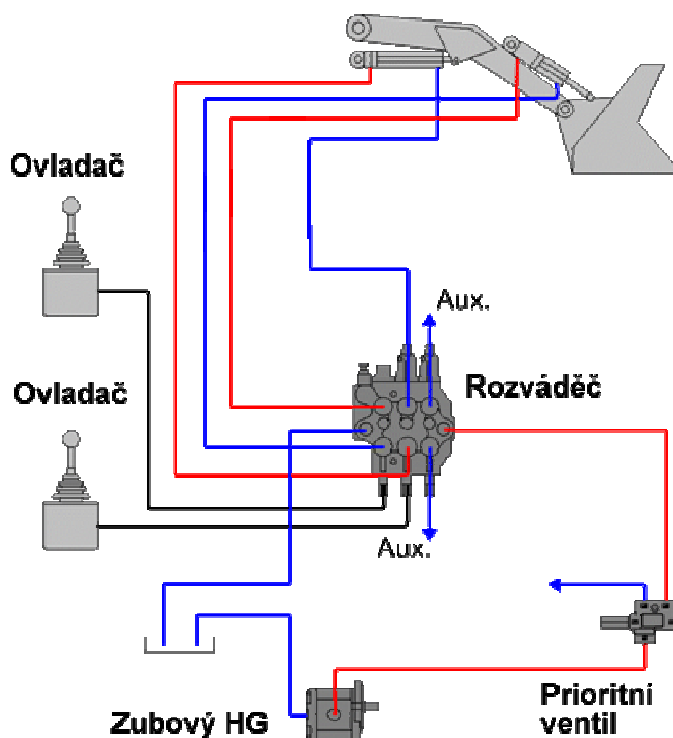
$$Z = L_{PCHrozv} - L_{PCHsv} = 2045 - 1240 = 805 \text{ mm}$$

Volíme tedy přímočarý hydromotor:

2ks **ZH1 63/36-805**, výrobce HydraulICS Sehradice

5.4. Výpočet hydrogenerátoru a volba rozvaděče

Pracovní hydraulika bude uspořádána dle schéma na obr.7



Obr. 7 Schéma pracovní hydrauliky stroje

Z vlastní funkce stroje je dán požadavek na plný výsun přímočarých hydromotorů z minimálního zdvihu do pozice maximálního zdvihu za 5-6sekund.

Jedna dvojice přímočarých hydromotorů je známá. Druhou dvojici přímočarých hydromotorů pro ovládání nakládání lopaty si dovolím odhadnout na 2x ZH1 50/25-400.

Vypočítáme tedy potřebný okamžitý průtok a také požadovanou světlost rozvaděče:

Objem přímočarých hydromotorů

$$V_{PCH63} = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot Z_1 = \frac{\pi \cdot 0,63^2}{4} \cdot 8,05 = 2,509 \text{ dm}^3$$

$$V_{PCH50} = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot Z_1 = \frac{\pi \cdot 0,50^2}{4} \cdot 4 = 0,785 \text{ dm}^3$$

Celkový objem přímočarých hydromotorů

$$V_{PCH\text{ CEL}} = 2 \cdot V_{PCH63} + 2 \cdot V_{PCH50} = 2 \cdot 2,509 + 2 \cdot 0,785 = 6,59 \text{ dm}^3$$

Okamžitý průtok

$$Q_{PCH} = V_{PCH\text{ CEL}} \cdot t_{ZDVIHU} = 6,59 \cdot \frac{60}{6} = \underline{\underline{65,9 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}}}$$

Z toho potřebný geometrický objem hydrogenerátoru bude:

$$V_{HGPRAC} = \frac{Q_{PCH}}{n_{\max} \cdot \eta_{QHGPAC}} = \frac{65,9 \cdot 1000}{2300 \cdot 0,9} = \underline{\underline{31,83 \text{ cm}^3 / ot}}$$

Z katalogu firmy Sauer-Danfoss volím nejbližší vyšší objem zubového hydrogenerátoru z vnějším ozubením řady SNP 3 o velikosti $33,0 \text{ cm}^3$.

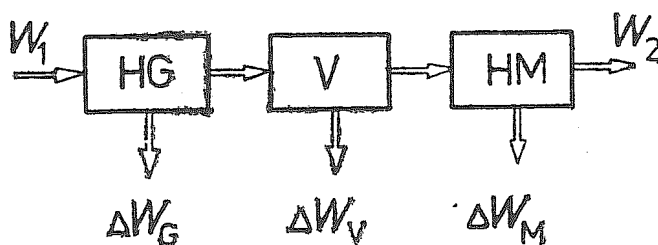
Zubový hydrogenerátor **SNP3/33 D SC07 ..._G**

V okamžiku manipulace s břemenem o hmotnosti 1000kg bude potřebný výkon:

$$P_{PRAC} = \Delta p \cdot V_G \cdot n_m = 20 \cdot 10^7 \cdot 3,3 \cdot 10^{-5} \cdot 41,66 = 25300W \approx 25kW$$

6. Tepelná bilance hydraulického obvodu

Pohon smykem řízeného nakladače je realizován hydrostatickým přenosem energie ze spalovacího motoru. Část celkové energie ze spalovacího motoru se použije na překonání odporů proti pohybu vozidla, odporu proti zrychlení a odporů proti deformaci. Část energie se spotřebuje na překonání tření v převodech mezi spalovacím motorem a tandemovým hydrogenerátorem a mezi rotačním hydromotorem a nábojem kola. Energie potřebná pro překonání odporů proti pohybu se mění na energii tepelnou, která způsobuje ohřev hydraulické kapaliny.



Obr. 16 Schéma přenosu energie

Rozdíl vstupní energie do hydrogenerátoru a výstupní energie s hydromotoru je úbytek energie a představuje součet dílčích úbytků na hydrogenerátoru ΔW_G , ve vedení ΔW_V a na hydromotoru ΔW_M .

$$\Delta W = W_1 - W_2$$

$$\Delta W = \Delta W_G + \Delta W_V + \Delta W_M$$

6.1. Ztrátový výkon

Úbytek přenášené energie za časovou jednotku představuje ztrátový výkon

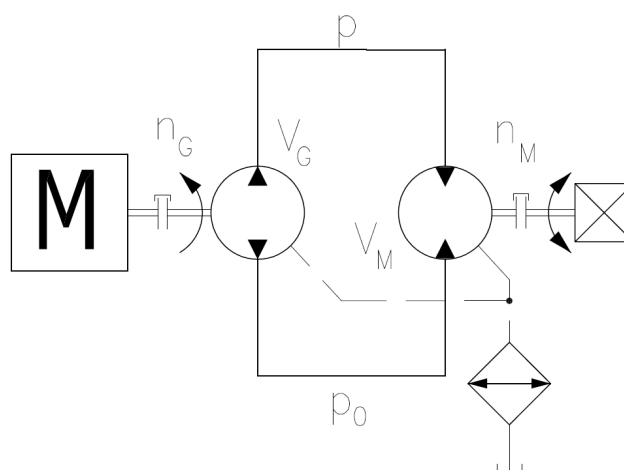
$$\frac{dW}{dt} = P_Z$$

po úpravě můžeme vztáhnout ztrátový výkon na výkon vstupní P_1 nebo výkon výstupní P_2

$$P_Z = P_1(1 - \eta_{CG} \cdot \eta_{CM} \cdot \eta_{PR} \cdot \eta_V)$$

$$P_Z = P_2 \left(\frac{1}{\eta_{CG} \cdot \eta_{CM} \cdot \eta_{CG}} - 1 \right) = M_2 \cdot \omega_2 \cdot \eta_{pM} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{CG} \cdot \eta_{CM} \cdot \eta_V \cdot \eta_{PR}} - 1 \right)$$

Na hydrogenerátorech a hydromotorech není tlaková ani průtoková účinnost konstantní, ale je závislá na řadě parametrů např. tlaku, teplotě, viskozitním indexu použité hydraulické kapaliny.



Obr. 17 Zjednodušené schéma hydraulického okruhu

Pro výpočet ztrátového výkonu z výstupního výkonu je nutné znát průběh hodnot v závislosti na čase na výstupním hydromotoru, což bez měření přímo na stroji není možné určit, a proto odhadneme ztrátový výkon z účinností jednotlivých prvků instalovaných v hydraulickém obvodu a z nominálního výkonu dodávaného spalovacím motorem ($n_{nom}=1800\text{min}^{-1}$ kde $P_{nom}=50\text{kW}$), tedy:

$$P_Z = P_{nom} (1 - \eta_{CG} \cdot \eta_{CM} \cdot \eta_{PR} \cdot \eta_V) = 50000 (1 - 0,90 \cdot 0,75 \cdot 0,95 \cdot 0,98) = 18578\text{W} \approx 18,6\text{kW}$$

Ztrátový výkon

$$\phi = P_Z = 18578 \approx 18,6\text{kW}$$

6.2. Výpočet nádrže

Na omezování teploty v hydraulickém obvodu se podílí nádrž, která mimo tuto funkci plní i další funkce např. usazování nečistot v kapalině, vylučování vzduchu z kapaliny atd.

Pro hydraulický systém mobilních pracovních strojů uvažujme s velikostí nádrže dle následujícího vztahu, daného provozními zkušenostmi

$$V_N = (0,24 \div 0,25)Q_{p\ln G} + V_{PCH} = 0,25 \cdot 75 + 6,9 = 25,65 \approx 30 \text{ dm}^3$$

Na celkový instalovaný výkon 58kW je to relativně malá nádrž a tak ji zvětšíme na cca 1,5÷2 násobek, tedy

$$V_N = 2 \times 30 = 60 \text{ dm}^3$$

pro velikost nádrže o objemu 60dm³ je teplosměnná plocha $S_N = 0,89 \text{ m}^2$ pak odvedený výkon sáláním přes stěny nádrže je následující

$$\phi_N = k_N \cdot S_N (t_K - t_0) = 8,089 \cdot (60 - 25) = 249 \approx 250 \text{ W}$$

tedy hodnota nedostačující pro uchlazení systému a je nezbytné použít chladič oleje. Zde připadá v úvahu pouze vzduchový chladič oleje.

6.3. Výpočet chladiče

$$\phi_{CHL} = \phi - \phi_{NADR} = \phi - k_N \cdot S_N (t_1 - t_0) = 18578 - 250 = 18327 \approx 18,5 \text{ kW}$$

Teplotní spád na chladiči získáme z následujícího vztahu:

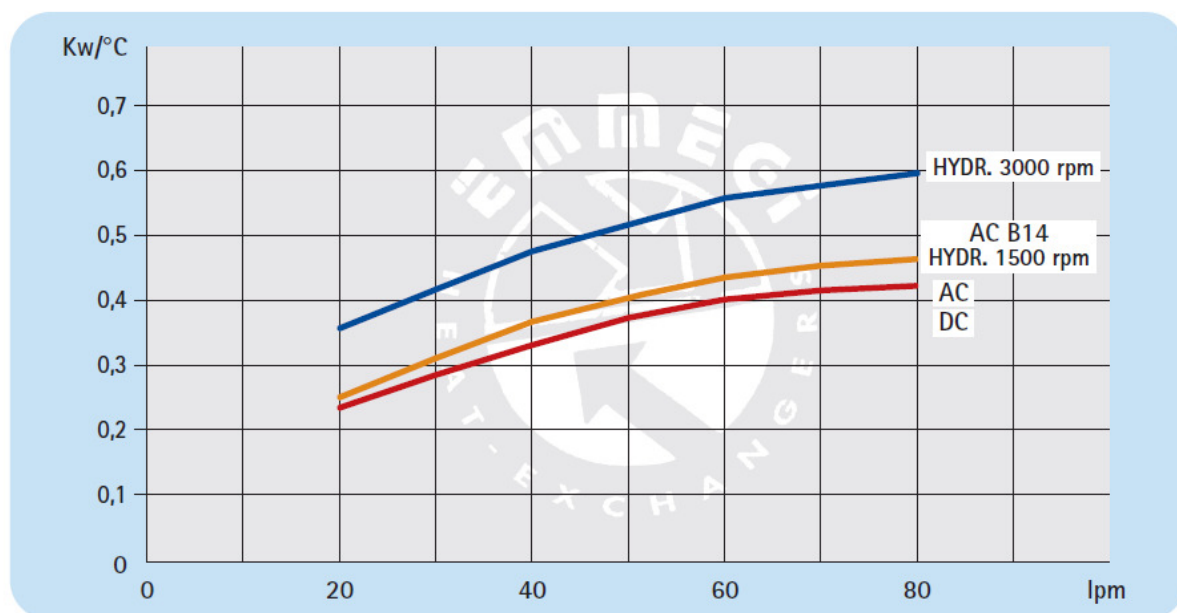
$$\phi_{CHLADIČ} = \frac{\phi_{CH}}{t_1 - t_0} = \frac{18,5}{60 - 25} = 0,52 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}$$

U chladiče olej - vzduch musíme také znát průtok hydraulického oleje chladičem. Což v našem případě činí ztrátový průtok z uzavřeného okruhu, což je shodné s průtokem od plnicího HG:

$$Q_{CHL} = V_{Gp\ln} \cdot n = 3,3 \cdot 10^{-5} \cdot 38,33 = 76,890 \approx 77 \text{ dm}^3 / \text{min}$$

Pro tento průtok musíme najít chladič o vhodné velikosti jak pro potřebný průtok, tak pro potřebný výkon.

Tyto požadavky např. splňuje chladič italské výroby firmy EMMEGI s označením 2040K 2PASS s pohonem ventilátoru zubovým hydromotorem.



Obr. 18 Výkonové křivky chladiče 2040K 2PASS

Nebo chladičem s označením 2050K, kde pohon vrtule ventilátoru může pro požadovaný chladicí výkon zajistit DC elektromotor.

Nechávám tedy výběr z předchozích variant na výrobcí, který se rozhodne dle pořizovacích nákladů a možných zástavbových rozměrů jednotlivých chladičů.

Jak je patrné z předešlých výpočtů, ztrátový výkon o hodnotě cca 18,5kW je značný a nelze jej uchladiť pouhým sáláním a proto je bezpodmínečně nutné do okruhu zařadit olejový chladič.

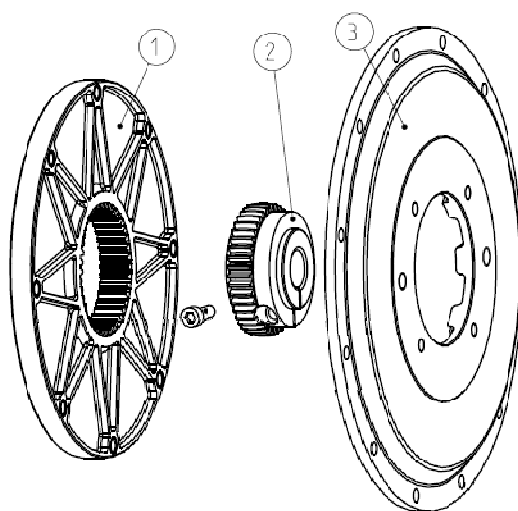
Ztrátový výkon byl odhadnut na základě vstupního výkonu spalovacího motoru a odhadem účinnosti jednotlivých prvků, proto pro případnou sériovou výrobu bude důležité podrobit prototypový kus důkladným měřením, abychom byli schopni přesněji spočítat potřebný chladicí výkon.

7. Napojení hydrogenerátoru na spalovací motor

Pohon smykem řízeného nakladače je realizován hydrostatickým přenosem energie ze spalovacího motoru. Vystává zde tedy problém, jak připojit hydrostatický převodník ke spalovacímu motoru tak, aby spojení bylo souosé, pevné a přitom bezpečné. Navíc by případné spojení mělo mít bezpečnostní funkci.

V nedávných dobách, kdy se pracovní síla českého pracovníka považovala za levnou v evropském měřítku, většina výrobních firem by tento problém řešila svépomocí, výrobou kovových přírub s ozubenou spojkou.

V dnešní době globalizace a exportu finálních výrobků do celého světa je nutností pro sériovou výrobu použít řešení ryze praktičtější. U specializovaných firem nakoupit celý komplet pro konkrétní spalovací motor a hydrostatický převodník.



Obr. 19 Systém pružné spojky BoWex[®] a příruby FLE-PA

Výhody takového řešení jsou nasnadě: jednoduchost, vyměnitelnost jednotlivých komponent, dostupnost náhradních dílů na celém světě, nezdědka je to řešení levnější než vlastní kusová (prototypová) výroba, kvalita a jistota správného usazení.

Z těchto důvodů i já jsem zvolil tuto variantu a jako řešení pro zadání úlohy řešení uchycení a napojení hydrogenerátoru na spalovací motor.

Zvolil jsem firmu KTR-Kupplungstechnik GmbH, Rheine, protože jsem s jejich sortimentem a kvalitou výrobků spokojen.

Pro spojení hydrostatického převodníku a spalovacího motoru se velmi dobře hodí systém kovové ozubené spojky BoWex a nylonové příruby FLE-PA, doplněné o kovovou přírubu pro uchycení hydraulického generátoru.

Pro správnou velikost kompletu spojky a příruby je nutno znát u spalovacího motoru připojovací rozměry setrvačníku a připojovací obrazec vlastního motoru a typ pístového převodníku.

Spalovací motor Perkins 804D-33T

- připojovací obrazec spal. motoru dle SAE 617..... SAE 4
- velikost setrvačníku dle SAE J 620..... 10“

Pístový axiální hydrogenerátor Sauer-Danfoss 4T-041 R

- připojovací obrazec dle SAE SAE C/2 hole flance
- velikost hřídele 19 zubů 16/32 pitch
1 1/4“

Dle firemního katalogu KTR, je nejmenší možná velikost BoWex-FLE-PA spojky pro setrvačník 10“ velikost 48. Bohužel pro tuto velikost se vyrábí největší drážkovaná hřídel 13 zubů 7/8“ 16/32 pitch. Nezbyvá nám tedy jiná volba, jako velikost 65.

Pak již můžeme psát objednávací kód:

BoWex® 65 FLE-PA 10“ 19T 16/32 SAE-4 C-2L

V příloze č.4 je zakreslena sestava spojení spalovacího motoru Perkins a pístového převodníku Sauer-Danfoss pomocí kompletní spojky BoWex 65 včetně všech spojovacích prvků.

8. Řetězový převod

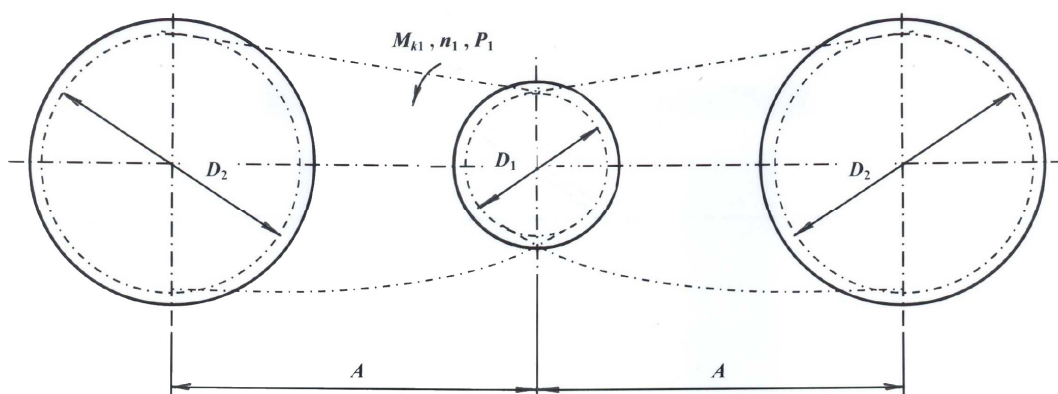
Pohon smykem řízeného nakladače je realizován hydrostatickým přenosem, ale závěrečný přenos kroutícího momentu z hydromotoru na jednotlivé kola je proveden řetězovým převodem.

Řetězový převody se používají pro přenos malých až středních výkonů a jsou využívány pro své přednosti, kterými jsou jednoduchost, stálý převodový poměr, necitlivost k prostředí a nízké namáhání hřídelů ohybem při vysokém přenosu kroutícího momentu.

Nevýhodou je časové opotřebení a tím dochází k vytahování řetězu. Toto lze eliminovat napínací kladkou nebo posuvným uložením jednoho z hřídelů.

V našem případě, bych doporučil použít posuvné uložení celého hydromotoru v ose y a tím k případnému napínání obou řetězů současně.

Velikost použitého řetězu je závislá na velikosti zatížení, vzdálenosti os a také na druhu zatížení.



Obr. 20 Schéma převodu pomocí řetězu

8.1. Výchozí údaje řetězového převodu a volba řetězu:

Přenášený kroutící moment

$$M_{RET} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta p \cdot V_M \cdot \eta_{cM}}{2 \cdot \pi} = \frac{1}{2} \cdot \frac{3,8 \cdot 10^7 \cdot 4,1 \cdot 10^{-4} \cdot 0,75}{2 \cdot \pi} = 930 \text{ Nm}$$

Otáčky hnacího kola

$$n_M = \frac{Q_G \cdot \eta_{QM}}{V_M} = \frac{1,62 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7}{4,1 \cdot 10^{-4}} = 2,77 \text{ s}^{-1} = 166 \text{ min}^{-1}$$

Převodový poměr

$$i_{ret} = 3$$

Otáčky hnaného kola

$$n_{KOLA} = \frac{n_{KOLA}}{i_{ret}} = \frac{166}{3} = 55,4 \text{ min}^{-1}$$

Hnací stroj	orbitový hydromotor
Hnaný stroj	pojezdové kolo
Druh řetězu	válečkový řetěz podle ČSN 02 3311
Druh mazání	tukem
Předběžná vzdálenost os řetězových kol	A = 620 mm

Počet zubů pastorku

$$z_1 = 29 - 2 \cdot i_{ret} = 29 - 2 \cdot 3 = 23 \text{ zubů} \quad \text{volím 9 zubů}$$

Počet zubů kola

$$z_2 = z_1 \cdot i_{ret} = 9 \cdot 3 = 27 \text{ zubů}$$

Skutečný převodový poměr

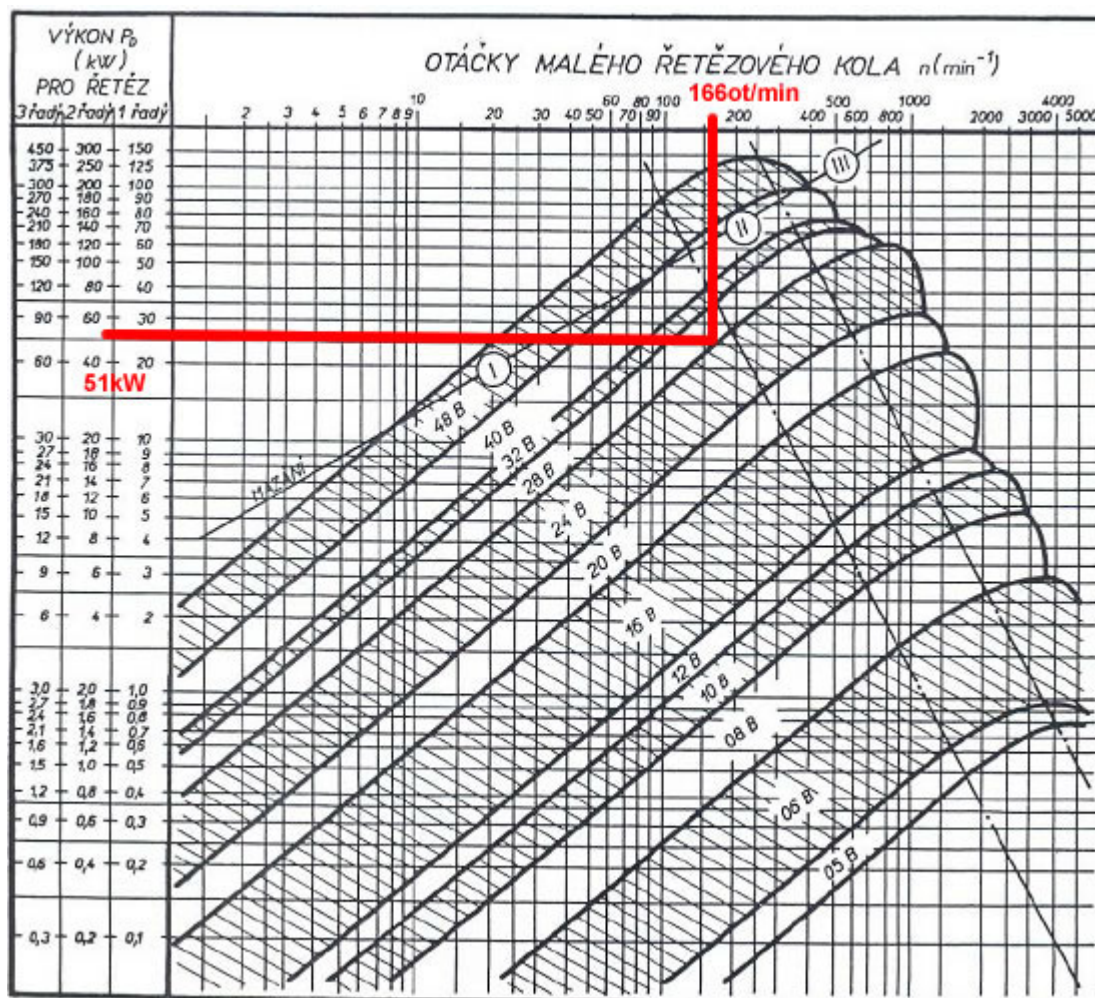
$$i_{ret} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{27}{9} = 3$$

Diagramový výkon

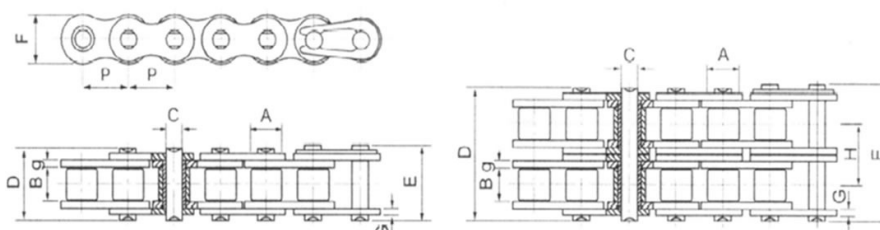
$$P_D = \frac{1}{2} \frac{M_M \cdot \omega}{\kappa \cdot \eta \cdot \varphi} = \frac{1}{4} \frac{1860 \cdot 17,4}{0,51 \cdot 0,3 \cdot 1} \approx 51 \text{ kW}$$

Činitel výkonu	$\kappa = 0,51$
Činitel rázů	Y = 5 pro pomaluběžný motor - zdvihadlo
Činitel mazání	$\eta = 0,3$ pro tukové ruční mazání, znečištění
Činitel provedení řetězu	$\varphi = 1$ pro řetězy provedené dle ČSN 02 3311

Z takto zjištěného diagramového výkonu PD se zvolí vhodný řetěz z diagramu PD-n jednořadý, dvojřadý nebo trojřadý řetěz provedení dle ČSN 02 3311 a odečtou se základní rozměry. Volím dvouřadý řetěz 28B-2.



Obr. 21 Diagram určení vhodného řetězu



Označení řetězu	Rozteč	Průměr vál.	Vnitřní šířka		Čep		Destička článku	Příčná rozteč	Minim. pevn.	Průměr. pevn.	Průměr hmot.		
	P	A	B	C	D	E	g	F	H	kN	kN	kg/m	
1 3/4" x 1 1/4" II	28B-2	44.450	27.94	30.99	15.90	124.60	129.10	7.50	36.70	59.56	360.0	406.8	16.60

Obr. 22 Technická data řetězu 28B-2

8.2. Průměry roztečných kružnic řetězových kol

$$D_{t1} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{44,45}{\sin \frac{180}{9}} = 129,96 \text{ mm}$$

$$D_{t2} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{44,45}{\sin \frac{180}{27}} = 382,88 \text{ mm}$$

8.3. Přepočet zvoleného řetězu

Rychlost řetězu

$$v = \frac{D_{t1} \cdot n_M}{19100} = \frac{129,96 \cdot 166}{19100} = 1,13 \text{ m/s}$$

Obvodová síla na řetězovém kole od přenášeného kroutícího momentu

$$F_{o \text{ řet}} = \frac{2 \cdot M_{\text{řet}}}{D_{t1}} = \frac{2 \cdot 930}{0,12996} = 14312 \text{ N}$$

Obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly

$$F_{oc} = m \cdot v^2 = 16,6 \cdot 1,13^2 = 21,20 \text{ N}$$

Celková tahová síla v řetězu

$$F_{t \text{ řet}} = F_{o \text{ řet}} + F_{oc} = 14312 + 21,2 = 14333,2 \text{ N}$$

Výpočtový tlak v kloubu řetězu

$$p_{p \text{ řet}} = \frac{F_{t \text{ řet}}}{100 \cdot s} = \frac{14333,2}{985,48} = 14,54 \text{ MPa} \leq p_{dov}$$

Směrný tlak v kloubu řetězu

$$p = 18 \text{ MPa}$$

Dovolený tlak v kloubu řetězu

$$p_{dov} = p \cdot \lambda = 18 \cdot 0,87 = 15,66 \geq 14,54$$

vyhovuje

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení:

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_{t \text{ řet}}} = \frac{360000}{14333,2} = 25,11 \geq 7$$

vyhovuje

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení:

$$k_d = \frac{F_{pt}}{F_{t \text{ řet}} \cdot Y} = \frac{360000}{14333,2 \cdot 2} = 12,55 \geq 5$$

vyhovuje

8.4. Výpočet počtu článků a vzdálenosti os:

Vypočteme počet článků řetězu

$$X = 2 \cdot \frac{A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{A} = 2 \cdot \frac{620}{44,45} + \frac{9 + 27}{2} + \left(\frac{27 - 9}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{44,45}{620} = 46,48$$

Vypočtený počet článků X se zaokrouhlí na celé číslo, pokud možno sudé.

Počet článků řetězu

$$X = 47 \text{ článků}$$

Skutečná osová vzdálenost

$$a_{skut} = \frac{t}{8} \left[(2 \cdot X - z_1 - z_2) + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 - z_2)^2 - C \cdot (z_2 - z_1)^2} \right]$$

$$a_{skut} = \frac{44,45}{8} \left[(2 \cdot 47 - 9 - 27) + \sqrt{(2 \cdot 47 - 9 - 27)^2 - 0,8134 \cdot (27 - 9)^2} \right]$$

$$a_{skut} = 631,64 \approx 632 \text{ mm}$$

8.5. Specifikace řetězu:

Dvouřadý válečkový řetěz v provedení B s 47 články, s roztečí $t = 44,45$ [mm] a s vnitřní šířkou $b_1 = 30,99$ [mm]:

ŘETĚZ 47 ČLÁNKŮ 28 B-2 ČSN 02 3311.2

V předchozích výpočtech jsem řešil nejvíce namáhanou část řetězového převodu a to je řetěz samotný.

U pastorku jsem volil nízký počet zubů z důvodu převodového poměru 1:3 a tím také nárůstu velikosti řetězového kola, které by negativně mohlo ovlivnit velikost uložení pojezdového kola.

Při výpočtu řetězu jsem volil koeficienty s maximální bezpečností. Důsledkem toho je robustní dvojitý řetěz. Je na uvážení výrobce stroje a na výsledku prototypových zkoušek, zda-li by se do sériové výroby stroje použil řetěz menší velikosti.

9. Závěr

V této diplomové práci jsem se zabýval problematikou návrhu pohonu mobilního pracovního stroje – smykem řízeného nakladače.

Cílem zadání bylo navrhnout funkční schémata hydraulického pohonu smykem řízeného nakladače minimálně ve dvou alternativách, porovnání obou alternativ a výpočet hydraulického obvodu v ustáleném stavu pro vybranou alternativu.

Toto zadání vzniklo na základě požadavku projekční kanceláře, která se rozhodla rozšířit svůj sortiment nabízených řešení právě o tento typ smykem řízeného nakladače.

Nutným požadavkem prodejního oddělení výše zmiňované firmy na možnou výrobu tohoto stroje bylo navržení hydraulického obvodu s minimální finanční náročností a také jednoduchostí a s tím související dlouhodobou provozní spolehlivostí.

S tímto požadavkem bylo již od počátku zřejmé, že konečné řešení hydraulického obvodu, pokud to bude v jejich výkonových možnostech, bude osazeno rotačními orbitovými hydromotory (případně ve spojení s mechanickým převodem), které vynikají dlouhodobým spolehlivým provozem i při poměrně hodně kontaminované hydraulické kapalině a pracující s dostatečnou provozní účinností s možností dodání s integrovanou negativní statickou brzdou. S tímto výběrem také souvisí následný výběr hydraulických generátorů, které by mělo být podobně spolehlivé a jednoduché.

Porovnáváním různých variant se do konečného výběru dostaly varianty s dvěma hydrogenerátory s variabilním geometrickým objemu v kombinaci s dvěma hydromotory s buď fixním, nebo variabilním geometrickým objemu. Porovnáním těchto výkonově shodných variant byl rozhodujícím prvkem, pro konečný výběr varianty hydromotorů s fixním geometrickým objemu, nižší počáteční investice, méně složitější konstrukce hydromotorů a tím méně pravděpodobnější výskyt poruchy před lepší regulací hydromotorů s variabilním geometrickým objemem.

Během výpočtů a následném výběrů vhodných komponent jsem se snažil vybírat od jednoho výrobce, respektive dodavatele. Protože s firmou Sauer-Danfoss mám dlouhodobé pozitivní zkušenosti jak z nabízené širší komponent, kvality výrobků, tak i pro příznivé dodací termíny, padla volba právě na výrobky od této firmy.

10. Použitá literatura

- KOLEKTIV. *Strojírenská příručka*. Praha: SCIENTIA Praha, 1994. 254 s. ISBN 80-85827-58-1.
- KOPÁČEK, J. *Hydrostatické převodové mechanismy*. Praha: SNTL Praha, 1986. 272 s.
- KOPÁČEK, J. *Mechanické a hydraulické převody - Hydraulické převody*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1996. 186 s. ISBN 80-7078-413-X
- KOPÁČEK, J. *Pohony a převody*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1992. 171 s. ISBN 80-7078-137-8.
- KUČÍK, P.; STRÁŽOVEC, I.; KRIŠŠÁK, P. *Hydraulický přenos energie*. Žilina: ŽU v Žilině, 2000. 384 s. ISBN 80-7100-725-0
- PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 1*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1999. 158 s. ISBN 80-7078-620-5.
- PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL Praha, 1986. 623 s.
- SIVÁK, V., *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB-TU OSTRAVA, 1990. 333 s. ISBN 80-7078-037-1.
- VÁVRA, P. a kol. *Strojnické tabulky*. Praha: SNTL, Praha 1983.
- LENVEBER, J.; ŘASA, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, Praha 1999
- JANÍK, M. *Návrh hydraulického obvodu silničního tandemového vibračního válce, bakalářská práce*. Ostrava: VŠB-TUO FS, Ostrava 2008
- Sauer-Danfoss GmbH & Co. OHG. Neumünster, Germany. *Selection of Drive Line Components*. 1997. 32s.
- Sauer-Danfoss GmbH & Co. OHG. Neumünster, Germany. *Transmission Circuit Recommendations*. 1997. 34s.
- Katalogové podklady firmy Linde-Hydraulics
- Katalogové podklady firmy HydraulICS Sehradice
- Katalogové podklady firmy Bosh-Rexroth
- Katalogové podklady firmy KTR-Kupplungstechnik GmbH

11. Přílohy

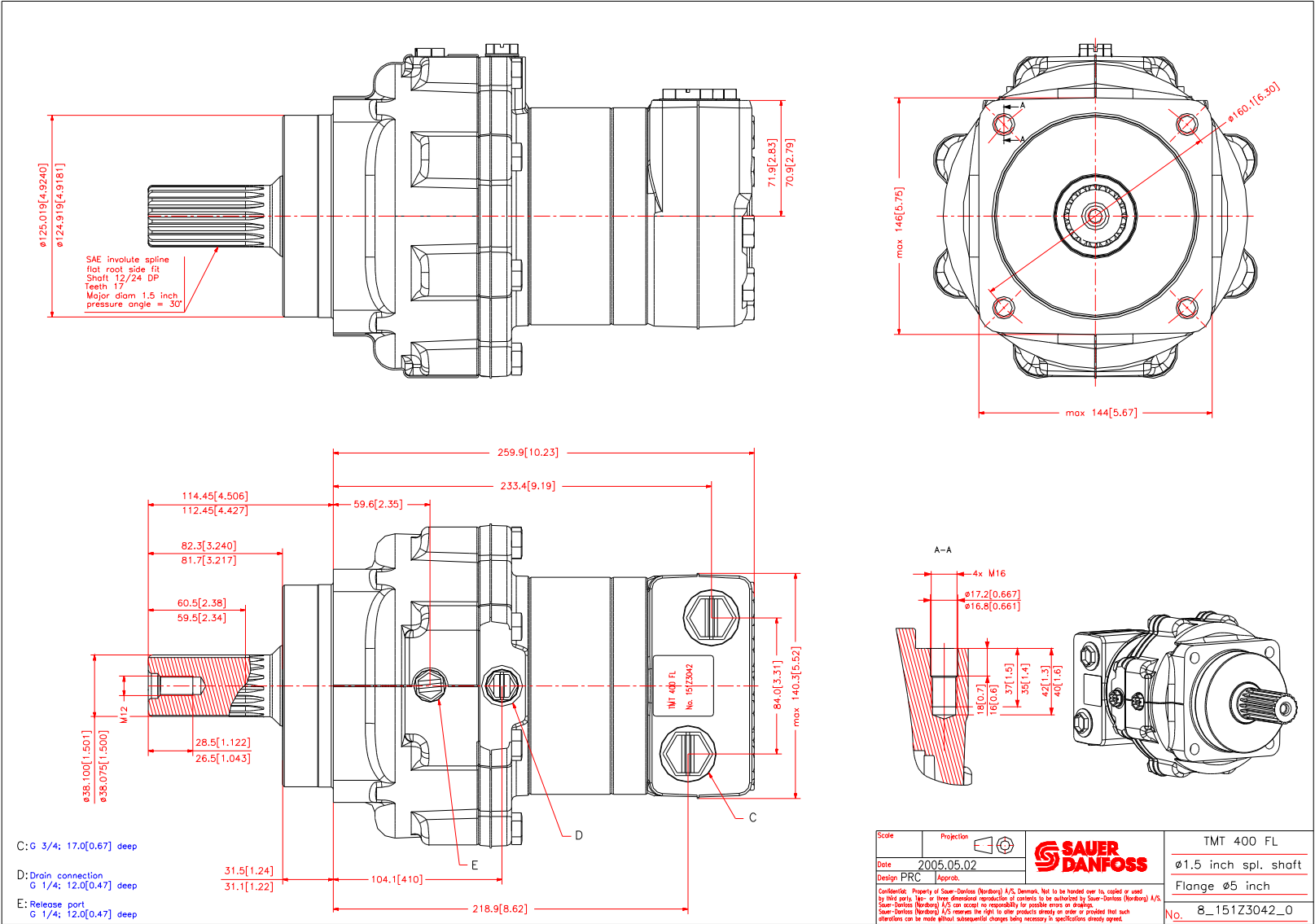
Příloha č.1	Hydraulické schéma obvodu smykem řízeného nakladače včetně specifikace použitých prvků
Příloha č.2	Nákresy hydromotorů TMT 400 FL
Příloha č.3	Funkční diagram hydromotoru TMT 400 FL
Příloha č.4	Sestavný výkres spojení hydrogenerátor se spalovacím motorem
Příloha č.5	Výrobní výkres pastorku řetězového převodu
Příloha č.6	Výpočet pohonu dle zadání pomocí firemního software fy Sauer-Danfoss Pcubed Beta5r1
Příloha č.7	Grafické znázornění parametrů systému dle bodu přílohy č.6

Děkuji vedoucímu diplomové práce Dr. Ing. Miroslavu Bovovi za cenné rady a připomínky při vypracování této diplomové práce.

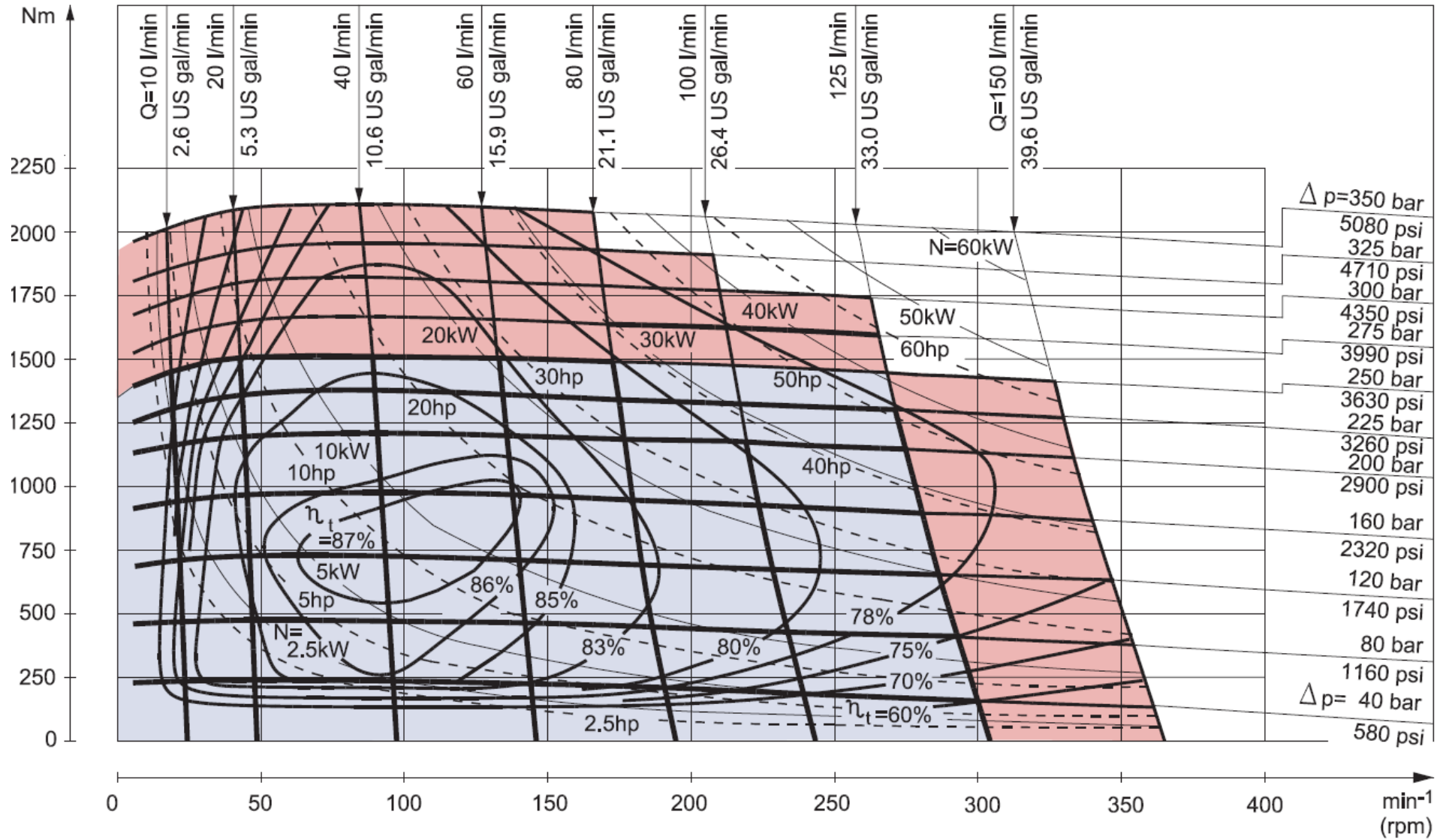
Děkuji Ing. Petru Kejdušovi za trpělivost a pevné nervy při mém studiu vysoké školy a za možnost uplatnit nově získané teoretické znalosti v praxi.

Děkuji také všem zaměstnancům a externím pracovníkům Katedry hydromechaniky a hydraulických zařízení FS VŠB-TUO za výuku, pomoc a rady, které mi umožnili dostudovat náročný, ale zajímavý obor Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení.

Příloha č.2 Náskres hydromotoru TMT 400 FL



Příloha č.3 Funkční diagram hydromotoru TMT 400 FL



Příloha č.6 Výpočet pohonu dle zadání pomocí firemního software Pcubed Beta5r1



Performance Prediction Program
©2000 version: Beta5r1



18-May-2010 12:14

Data below represents valid predictions of transmission performance with the given parameters. Transmittal of this data does not imply Sauer-Danfoss approval of the pump and motor size selection or the application parameters.

Diplomova prace

Prime Mover Speed (min⁻¹): 2500 Limiting Pressure (bar): 380
Input Power (kW): 37 Charge Pressure (bar): 15

Max
Power

System Pressure (bar) 380 380 380 290 222 179 150 128 111 97 86

Pump 1

Series 42, 41cc, 18deg Max Angle

Pump Drive Ratio:	1.00										
Pump Drive Efficiency (%):	100										
Swashplate Angle (deg)	2.3	4.1	4.5	5.9	7.7	9.5	11.2	13.0	14.7	16.4	18.0
Displacement (cm/rev ³)	5	9	10	13	17	21	25	29	33	37	41
Input Shaft Speed (min ⁻¹)	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500
Torque at Shaft (N-m)	40	65	71	71	71	71	71	71	71	71	71
Actual Flow (lpm)	2.1	12.2	14.3	25.4	37.1	48.0	58.7	69.1	79.5	89.8	100.0
Power Loss (kW)	8.2	8.4	8.4	5.2	3.8	3.1	2.9	2.8	2.8	2.9	3.1
Charge Pump Loss (kW)	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Volumetric Efficiency (%)	16.70	54.16	58.21	78.04	87.30	91.52	93.88	95.35	96.34	97.04	97.56
Torque Efficiency (%)	82.80	88.48	89.14	89.74	89.91	89.64	89.05	88.19	87.08	85.73	84.14
Overall Efficiency (%)	13.83	47.93	51.89	70.04	78.49	82.04	83.60	84.09	83.89	83.19	82.08

Pump 2

Series 42, 41cc, 18deg Max Angle, 33cc charge pump

Pump Drive Ratio:	1.00										
Pump Drive Efficiency (%):	100										
Swashplate Angle (deg)	2.3	4.1	4.5	5.9	7.7	9.5	11.2	13.0	14.7	16.4	18.0
Displacement (cm/rev ³)	5	9	10	13	17	21	25	29	33	37	41
Input Shaft Speed (min ⁻¹)	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500
Torque at Shaft (N-m)	40	65	71	71	71	71	71	71	71	71	71
Actual Flow (lpm)	2.1	12.2	14.3	25.4	37.1	48.0	58.7	69.1	79.5	89.8	100.0
Power Loss (kW)	8.2	8.4	8.4	5.2	3.8	3.1	2.9	2.8	2.8	2.9	3.1
Charge Pump Loss (kW)	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Volumetric Efficiency (%)	16.70	54.16	58.21	78.04	87.30	91.52	93.88	95.35	96.34	97.04	97.56
Torque Efficiency (%)	82.80	88.48	89.14	89.74	89.91	89.64	89.05	88.19	87.08	85.73	84.14
Overall Efficiency (%)	13.83	47.93	51.89	70.04	78.49	82.04	83.60	84.09	83.89	83.19	82.08
Total Pump Flow (lpm)	4.2	24.4	28.7	50.7	74.2	96.1	117.3	138.3	159.0	179.5	200.0

Final Drive Case 1

Motor 1

Series TMT, 400cc, LSHT Motor

Rolling Radius (cm):	42.00										
Weight Carried by Motor/Wheel (kg):	2175										
Coeff. Rolling Resistance:	0.25										
Rolling Resistance (kN):	5.3										
Final Drive Ratio:	3										
Final Drive Efficiency (%):	95										
Swashplate Angle (deg)	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0
Displacement (cm/rev ³)	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400
Displacement (cm)	24.41	24.41	24.41	24.41	24.41	24.41	24.41	24.41	24.41	24.41	24.41
Shaft Speed (min ⁻¹)	0	6	9	31	62	92	120	148	175	202	228
Torque at Motor Shaft (N-m)	2286	2285	2285	1729	1310	1046	862	727	623	539	470
Power Loss (kW)	1.3	6.2	7.0	6.6	5.2	4.3	3.8	3.5	3.3	3.2	3.1
Volumetric Efficiency (%)	4.49	21.14	23.89	49.15	67.02	76.33	81.85	85.48	88.04	89.94	91.40
Torque Efficiency (%)	94.48	94.46	94.46	93.68	92.67	91.63	90.55	89.42	88.24	86.98	85.64
Overall Efficiency (%)	4.24	19.97	22.57	46.04	62.11	69.94	74.12	76.44	77.68	78.23	78.28
Torque at Wheel (N-m)	6514	6513	6512	4926	3735	2981	2458	2072	1775	1536	1340
Wheel Speed (min ⁻¹)	0	2	3	10	21	31	40	49	58	67	76
Tractive Force (kN)	15.5	15.5	15.5	11.7	8.9	7.1	5.9	4.9	4.2	3.7	3.2

Motor 2

Series TMT, 400cc, LSHT Motor

Rolling Radius (cm):	42.00										
Weight Carried by Motor/Wheel (kg):	2175										
Coeff. Rolling Resistance:	0.25										
Rolling Resistance (kN):	5.3										
Final Drive Ratio:	3										
Final Drive Efficiency (%):	95										
Swashplate Angle (deg)	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0
Displacement (cm/rev ³)	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400
Displacement (cm)	24.41	24.41	24.41	24.41	24.41	24.41	24.41	24.41	24.41	24.41	24.41
Shaft Speed (min ⁻¹)	0	6	9	31	62	92	120	148	175	202	228
Torque at Motor Shaft (N-m)	2286	2285	2285	1729	1310	1046	862	727	623	539	470
Power Loss (kW)	1.3	6.2	7.0	6.6	5.2	4.3	3.8	3.5	3.3	3.2	3.1
Volumetric Efficiency (%)	4.49	21.14	23.89	49.15	67.02	76.33	81.85	85.48	88.04	89.94	91.40
Torque Efficiency (%)	94.48	94.46	94.46	93.68	92.67	91.63	90.55	89.42	88.24	86.98	85.64
Overall Efficiency (%)	4.24	19.97	22.57	46.04	62.11	69.94	74.12	76.44	77.68	78.23	78.28
Torque at Wheel (N-m)	6514	6513	6512	4926	3735	2981	2458	2072	1775	1536	1340
Wheel Speed (min ⁻¹)	0	2	3	10	21	31	40	49	58	67	76
Tractive Force (kN)	15.5	15.5	15.5	11.7	8.9	7.1	5.9	4.9	4.2	3.7	3.2

Total Vehicle Performance

Vehicle Weight (kg):	4350										
Coeff. Rolling Resistance:	0.25										
Rolling Resistance (kN):	10.7										
Input Power (kW)	21.1	34.2	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0
Output Power (kW)	0.1	3.1	4.1	11.3	17.1	20.1	21.7	22.5	22.8	22.8	22.5
Power Loss (kW)	21.0	31.1	32.9	25.7	19.9	16.9	15.3	14.5	14.2	14.2	14.5
System Efficiency (%)	0.53	9.01	11.08	30.49	46.11	54.29	58.62	60.81	61.65	61.58	60.80
Tractive Force (kN)	31.0	31.0	31.0	23.5	17.8	14.2	11.7	9.9	8.5	7.3	6.4
Vehicle Speed (km/h)	0.0	0.3	0.5	1.6	3.3	4.8	6.3	7.8	9.2	10.6	12.1
Drawbar Pull @ 0% Grade (kN)	20.4	20.4	20.4	12.8	7.1	3.5	1.0	-0.8	-2.2	-3.3	-4.3
Gradeability (%)	59.75	59.73	59.72	32.93	17.33	8.42	2.46	-1.85	-5.15	-7.79	-9.96

Příloha č.7 Trakční charakteristika dle výpočtu viz Příloha č. 6

